

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh otoče velkostroje

Structural Design Excavator Slewing Gear

Student:

Bc. Ladislav Michálek

Vedoucí diplomové práce:

Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Ladislav Michálek

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace:

10 Stroje pro těžbu a zpracování užitečných surovin

Téma:

Konstrukční návrh otoče velkostroje
Structural Design Excavator Slewing Gear

Zásady pro vypracování:

- 1) Rešerše zařízení pro otoč horní stavby velkostrojů
- 2) Konstrukční návrh otoče velkostroje o hmotnosti horní stavby 3000 tun
- 3) Základní výpočet otoče velkostroje
- 4) Konstrukční návrh kulové dráhy
- 5) Detailní výkres segmentu ozubeného věnce.

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) BOLEK, A. a kol. *Části strojů 1. Svazek 6*. Vydání SNTL Praha. 1989, 707 s., ISBN 80-03-00426-7
- 2) ZAJAC, O.- BOROŠKA, J.- GONDEK, H. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991, 428 s. ISBN-80-05-00713-2
- 3) ANTONIAK, J. *Przenosniki taśmowe*. Wydawnictwo politechniki śląskiej Gliwice. 2004, 388 s. ISBN 83-7335 – 266- X
- 4) ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997, 36 s.
- 5) ČSN ISO 690 *Bibliografické citace*. Obsah, forma a struktura. Praha: Český normalizační institut, 1996, 32 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

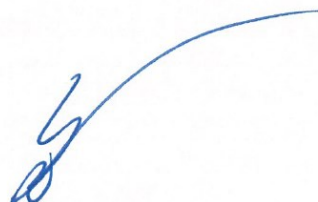
Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Některé z použitých obrázků v rešerši jsou detaily z výkresů, které jsou duševním vlastnictvím autorských společností. Bez jejich souhlasu není možné tyto obrázky dál reprodukovat. Upozornění na tuto skutečnost je uvedeno vždy přímo v konkrétním obrázku. K použití detailů výkresů pro účely této diplomové práce jsem od držitele práv získal souhlas.

V Ostravě: 09. 05. 2014




.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 09. 05. 2014



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Ladislav Michálek

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nedbalova 1828, Teplice, 415 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

MICHÁLEK, L. *Konstrukční návrh otoče velkostroje: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 94 s. Vedoucí práce: Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Tato diplomová práce se zabývá výpočtem a konstrukčním návrhem otoče velkostroje dle zadaných parametrů horní stavby. Nedílnou součástí práce je rovněž základní výpočet pohonu a kulové dráhy otoče horní stavby velkostroje. Tato práce v úvodu přehledně shrnuje konstrukční řešení otočných zařízení horní stavby velkostrojů a umožňuje snadnější orientaci v této problematice. Jedna z kapitol rešerše rekapituluje otočná zařízení dobývacích velkostrojů, v současnosti provozovaných v lokalitě bývalého Severočeského hnědouhelného revíru. Hlavním cílem práce je základní konstrukční rozvaha nad problematikou dimenzování otočí s přihlédnutím k souvisejícím pracovním a provozním zatížením a klimatickým vlivům.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

MICHÁLEK, L. *Structural Design Excavator Slewing Gear: Master Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2014, 94 p. Thesis head: Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

This master thesis deals with the calculation and construction design of excavator slewing gear according to parameters of upper construction. An integral part of this master thesis is basic calculation of gear and globular track upper construction of excavator. This thesis in its introduction part clearly summarizes the designs of rotary devices of upper constructions of large-scale mining excavators and allows easier orientation in this issue. One chapter of research summarizes rotary devices of mining excavators, which are currently operating in the locality of former North Bohemian Brown Coal Mining District. The main aim of this thesis is basic thought and design of globular tracks, with regard to relevant working and operating load and weather conditions.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod.....	12
1. Rešerše zařízení pro otoč horní stavby velkostrojů	13
1.1. Otočné zařízení s kruhovou kolejnicí a otočnými pojezdovými vahadly	15
1.2. Otočné zařízení s kladkovým věncem	16
1.3. Otočné zařízení s hydraulicky podepřenými otočnými pojezdovými vahadly.....	17
1.4. Otočné zařízení s velkopřůměrovým ložiskem.....	17
1.5. Otočné zařízení s valivou (kulovou) dráhou.....	20
1.5.1. Hlavní komponenty valivé dráhy	22
1.5.2. Hlavní odlišnosti, výhody a nevýhody valivé dráhy	26
1.6. Pohon otoče.....	28
1.7. Přehled otočných zařízení na dobývacích velkostrojích v severočeském revíru.....	32
2. Konstrukční návrh otoče velkostroje o hmotnosti horní stavby 3 000 tun.....	42
2.1. Uvažovaný postup při řešení konstrukčního návrhu.....	42
2.2. Uvažované základní parametry a provedení velkostroje	43
2.3. Uvažované místo nasazení velkostroje	43
3. Základní výpočet otoče velkostroje.....	45
3.1. Analýza regulace rychlosti otoče uvažovaného rypadla.....	45
3.2. Základní výpočet pohonu otoče velkostroje pro maximální pracovní sklon 7 %.....	49
3.3. Konstrukční návrh pohonu.....	55
3.3.1. Základní technické parametry pohonu	55
3.3.2. Konstrukční provedení motoru	56
3.3.3. Konstrukční uspořádání převodovky	57
3.3.4. Kontrola zvolených uzlů převodovky	59
3.3.5. Návrh upevnění převodové skříně otoče s horní stavbou	67
3.3.6. Horizontální ustavení převodovky pohonu a osová aretace.....	69
3.3.7. Aretace vertikální polohy pohonu.....	70
3.3.8. Zajištění pohonu proti pootočení	71
3.3.9. Základní pevnostní kontrola zajištění pohonu proti pootočení	72
3.3.10. Ověření zajištění pohonu proti pootočení metodou MKP	75

4.	Konstrukční návrh kulové dráhy [6].....	77
4.1.	Základní výpočet kulové dráhy.....	77
4.2.	Maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 %.....	81
4.3.	Konstrukční návrh segmentů kulové dráhy	84
5.	Konstrukční návrh segmentu ozubeného věnce	86
6.	Závěr.....	87
7.	Poděkování	89
8.	Seznam citované literatury	90
9.	Seznam obrázků.....	91
10.	Seznam tabulek	93
11.	Seznam příloh	94

Seznam použitých značek a symbolů

Označení	jednotka	význam
a	-	exponent typu ložiska
A	$[m^2]$	teplosměnná plocha převodovky
C	$[kN]$	dynamická únosnost valivých ložisek
C_0	$[kN]$	statická únosnost valivých ložisek
c	-	součinitel boční rozpojovací síly
D	$[m]$	průměr kola
d_h	$[m]$	vnitřní průměr hřídele
D_h	$[m]$	vnější průměr hřídele
D_0	$[m]$	střední průměr kulové dráhy (v ose kouli)
D_4	$[m]$	průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola (výstupního pastorku)
d_k	$[mm]$	průměr koule
e	$[m]$	excentricita horní stavby
F_b	$[kN]$	boční rozpojovací síla
F_e	$[kN \cdot m^{-1}]$	měrné excentrické zatížení kulové dráhy
F_{max}	$[N]$	největší síla zatěžující ložisko
$F_{max\ k}$	$[kN]$	maximální zatížení koule
F_s	$[kN \cdot m^{-1}]$	měrné centrické zatížení kulové dráhy
F_{STC}	$[kN \cdot m^{-1}]$	střední měrná rozpojovací síla
F_r	$[kN]$	rozpojovací síla
F_t	$[kN]$	tíhová síla otočné části
F_T	$[N]$	obvodová síla na ozubení
F_0	$[kN]$	síla zatěžující jednu kouli
F_R	$[N]$	radiální síla na ozubení
F_Z	$[N]$	výsledná síla na ozubení

f_e	-	součinitel excentricity zatížení kulové dráhy
f_p	-	součinitel prokluzu koulí
f_v	-	součinitel valení
G_{hs}	[t]	hmotnost otočné horní stavby
G_i	[kg]	dílčí hmotnost části stroje
G_m	[t]	hmotnost těživa
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
H	[m]	výška lávky
HB	-	tvrdost dle Brinella
HRC	-	tvrdost dle Rockwella
I	[kg·m ⁻²]	celkový moment setrvačnosti horní otočné části
i	-	převodový poměr
L_{10}	[h]	trvanlivost ložiska
k	-	součinitel momentu setrvačnosti
k_0	[MPa]	kontaktní tlak na kouli kulové dráhy
k_{pt}	[W·m ² ,K ⁻¹]	součinitel prostupu tepla
K_A	-	součinitel dynamických účinků na ložisko
M_b	[kNm]	moment odporu od boční rozpojovací síly
M_c	[kNm]	celkový moment odporů
M_d	[kNm]	dynamický moment odporu
$M_{K1,2,3}$	[Nm]	krouticí moment
M_n	[kNm]	moment odporu od náklonu otočné horní stavby
M_{St}	[kNm]	statický moment odporu
M_t	[kNm]	moment pasivních odporů otoče
M_v	[kNm]	moment odporu větru
m	[kg]	hmotnost horní stavby
n	[ks]	počet koulí

n_m	$[\text{min}^{-1}]$	jmenovité otáčky motoru
n_o	$[\text{s}^{-1}]$	otáčky otoče
n_1	$[\text{min}^{-1}]$	vstupní otáčky
$n_{2,3,4}$	$[\text{min}^{-1}]$	výstupní otáčky
P	$[\text{kW}]$	jmenovitý výkon
P_D	$[\text{Nm}]$	dynamické radiální zatížení ložiska
P_{\max}	$[\text{kW}]$	maximální výkon
P_v	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-2}]$	tlak větru
p	$[\text{Pa}]$	tlak
p_{dov}	$[\text{Pa}]$	dovolený tlak
p_0	$[\text{MPa}]$	kontaktní tlak na kulovou dráhu
Q	$[\text{kN}]$	celková únosnost kulové dráhy
Q_h	$[\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \cdot \text{r. z.}]$	Okamžitá (hodinová) výkonnost rypadla
q	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}]$	měrné zatížení
R_a	$[\mu\text{m}]$	střední aritmetická odchylka profilu (drsnost povrchu)
R_{hz}	$[\text{m}]$	poloměr záběru u hlavy klínu
R_{hzs}	$[\text{m}]$	poloměr záběru u hlavy zubu
R_m	$[\text{MPa}]$	mez pevnosti
R_S	$[\text{m}]$	poloměr těžiště kontaktní plochy S v zajištění
r	$[\text{m}]$	poloměr zaoblení řezné hrany korečku
r_b	$[\text{m}]$	rameno působíště boční rozpojovací síly
r_i	$[\text{m}]$	dílčí poloměr položení součásti horní stavby od středu otoče
r_{iv}	$[\text{m}]$	dílčí rameno působíště síly větru
r_1	$[\text{cm}]$	poloměr koule
r_2	$[\text{cm}]$	poloměr žlábků pro kouli v segmentu kulové dráhy
S_i	$[\text{m}^2]$	dílčí plocha otočné horní stavby vystavená větru
s	$[\text{m}]$	rozteč koulí

s'	[m]	skutečná tloušťka třísky
s_T	[m]	tloušťka třísky
s_v	[min ⁻¹]	počet výsypů
t	-	součinitel provedení rozteče koulí
t_{\max}	[°C]	maximální teplota
t_O	[°C]	teplota okolí
t_r	[s]	čas rozběhu otoče
v	[m·s ⁻¹]	obvodová rychlost kola
v_o	[m·s ⁻¹]	rychlost otoče
v_v	[m·s ⁻¹]	rychlost větru
z	-	počet zubů
γ	[t·m ⁻³]	měrná hmotnost dobývané zeminy
δ	[°]	náklon otočné horní stavby
η_m	-	mechanická účinnost pohonu otoče
η_n	-	mechanická účinnost převodovky
$v_1 v_2$	-	pomocný součinitel
ρ_{vz}	[kg·m ⁻³]	měrná hmotnost vzduchu
σ_{Dovt}	[MPa]	napětí v tahu
τ_K	[MPa]	napětí v krutu
τ_{DovK}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
φ	[°]	úhel polohy tíhové síly otočné části
ω_o	[rad·s ⁻¹]	úhlová rychlost otoče

Úvod

Svou diplomovou práci jsem vypracovával ve společnosti PRODECO, a.s., která je dceřinou společností firmy Severočeské doly a.s. a členem skupiny ČEZ.

PRODECO, a.s. je významná česká strojírenská firma se zaměřením na těžbařský průmysl a energetický sektor. Jde o organizaci s dlouholetou tradicí a bohatými zkušenostmi v oblasti projektování, dodávek, rekonstrukcí, modernizací, oprav a údržby dobývacích strojů a těžebního zařízení, provozovaného zejména v dolových polích severočeské hnědouhelné pánve, a to především v lokalitách Doly Bílina (dále jen DB) a Doly Nástup Tušimice (dále jen DNT). PRODECO, a.s. za dobu své existence vyprojektovala, dodala a uvedla do provozu více než 30 různých typů kolesových rypadel, korečkových rypadel a zakladačů v celkovém počtu převyšujícím 140 kusů. V průběhu let byly velkostroje a zařízení pro povrchovou těžbu dodávány zákazníkům nejen v České republice, ale také do Ruska, Ukrajiny, Kazachstánu, Jugoslávie, Makedonie, Polska, Bulharska a Řecka.

Úkolem mé práce je navrhnout a správně dimenzovat otoč velkostroje, který má hmotnost otočné horní stavby 3 000 tun. K takto definovanému stroji dále udělat základní rozvahu nad souvisejícími zatěžujícími vlivy a provést výpočet a návrh pohonu otoče a dalších souvisejících konstrukčních prvků. Ve své práci navazuji na svou bakalářskou práci na téma „Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje“ a rozvíjím jí v komplexní návrh otoče velkostroje, v rámci možností obsahu této práce.

Otoč velkostroje je velice namáhaný konstrukční uzel, který je po celou dobu životnosti stroje nepřetržitě pod zátěží. Za klidu stroje je to vlivem stálého zatížení plynoucího především z vlastní hmotnosti horní stavby a klimatických podmínek. Za provozu stroje pak k těm stálým přibývají další provozní, dynamická, mimořádná a nahodilá zatížení. Proto je nesmírně důležité, aby otoč byla vhodně konstrukčně navržena a správně dimenzována. Jenom tak lze dosáhnout požadované vysoké bezpečnosti, provozní spolehlivosti a dostatečné životnosti velkostroje s minimálními náklady na údržbu.

1. Řešení zařízení pro otoč horní stavby velkostrojů

Otočné zařízení – tzv. otoč je základní a stěžejní konstrukční uzel velkostrojů. Otoč zajišťuje především otáčení horní stavby stroje a tím natáčení funkčních orgánů – výložníků, sloužících k dobývání, předávání, vynášení a zakládání materiálu, do pracovních poloh (viz obr. 1).



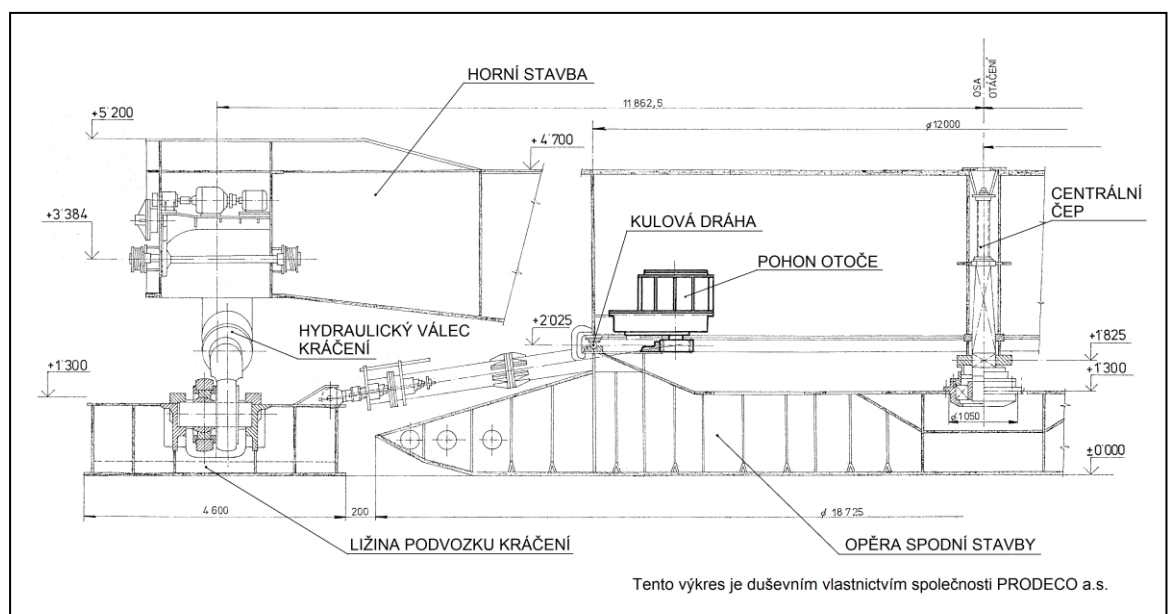
Obrázek 1 – Těžba v bloku otáčením horní stavby kolesového rypadla KU 800.7 na dole Jiří, Sokolovská uhelná a.s. [13]

Nároky na otočové zařízení jsou velké. Otoč musí, kromě řízeného otáčení horní stavby, zajistit především spolehlivý přenos axiálních a radiálních sil mezi horní a spodní stavbou velkostroje. Musí bezpečně přenášet, kromě stálých zatížení, také nahodilá, provozní, dynamická, klimatická a mimořádná zatížení a eliminovat klopný moment. Ten vzniká při těžbě zejména interakcí rypných orgánů s těžbou horninou a působením kolísavého zatížení kolesového výložníku vlivem rozdílného rypného odporu. Dále v důsledku rozdílné tloušťky a výšky třísky, náhlého bočního nárazu či podepření kola, dynamických sil od pohybujících se, nerovnoměrně rozmístěných hmot na pásch výložníků, nálepů těžného materiálu, apod.

Významné také je, zda je horní stavba velkostroje středěná na středovém čepu (např. rypadlo KU 800), nebo pouze na vlastním otočovém zařízení (např. rypadlo K 2000). Velkstroje se středovým čepem mají horní stavbu vystředěnou na středovém (tzv. centrálním, nebo též královském) čepu s valivým ložiskem. Ten značně zvyšuje stabilitu otoče a bezpečnost proti převržení horní stavby velkstroje. Např. u některých zakladačů je vzhledem k jejich specifické konstrukci a kinematice kráčení pomocí dvou hydraulických válců uložených do V centrální čep nezbytný (viz obr. 2 a 3).



Obrázek 2 – Zakladač ZP 6600.1 při kráčení na dole ČSA, Severní energetická a.s. [14]



Obrázek 3 – Otoč zakladače ZP 6800.1 s centrálním čepem [11]

Pro dimenzování otoče dobývacích velkostrojů je také velmi důležitý fakt, zda se jedná o velkostroj s výsuvovým či s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. Výsuv mění délku kolesového výložníku a tím poloměr otáčení výložníku s dobývacím orgánem (kolesem). V důsledku toho je otoč s pohony zatěžována proměnným momentem setrvačnosti, proměnnými momenty odporu od boční rozpojovací síly a větru a proměnným klopným momentem.

Z klimatických podmínek je důležitý zejména vliv větru. Poryvy větru mohou na pracovní výložníky a potažmo na otoč působit proměnnou rychlostí a tlakem v závislosti na směru větru a aerodynamické štíhlosti konstrukce a mohou negativně ovlivnit stabilitu stroje. Z výše uvedených důvodů musí být otoč správně dimenzována a velkostroj musí být vybaven přístrojem pro měření rychlosti větru. [8] *Přístroj musí v okamžiku, kdy rychlost větru dosáhne $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, vyřadit stroj z činnosti, tj. vypnout pohony kola a všechny další hlavní pracovní pohony stroje.* [9] *Charakteristické zatížení větrem za provozu se počítá z rychlosti větru $20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Zatížení mimořádným větrem se uvažuje pro stroj mimo provoz pro rychlost větru $42 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.*

V neposlední řadě musí otoč zajišťovat bezpečný přenos elektrické energie ze spodní do otočné horní stavby velkostroje. Ve většině případů je tento přenos řešen kabelovou smyčkou, nebo kroužkovým sběračem, eventuálně prostřednictvím kabelového bubnu.

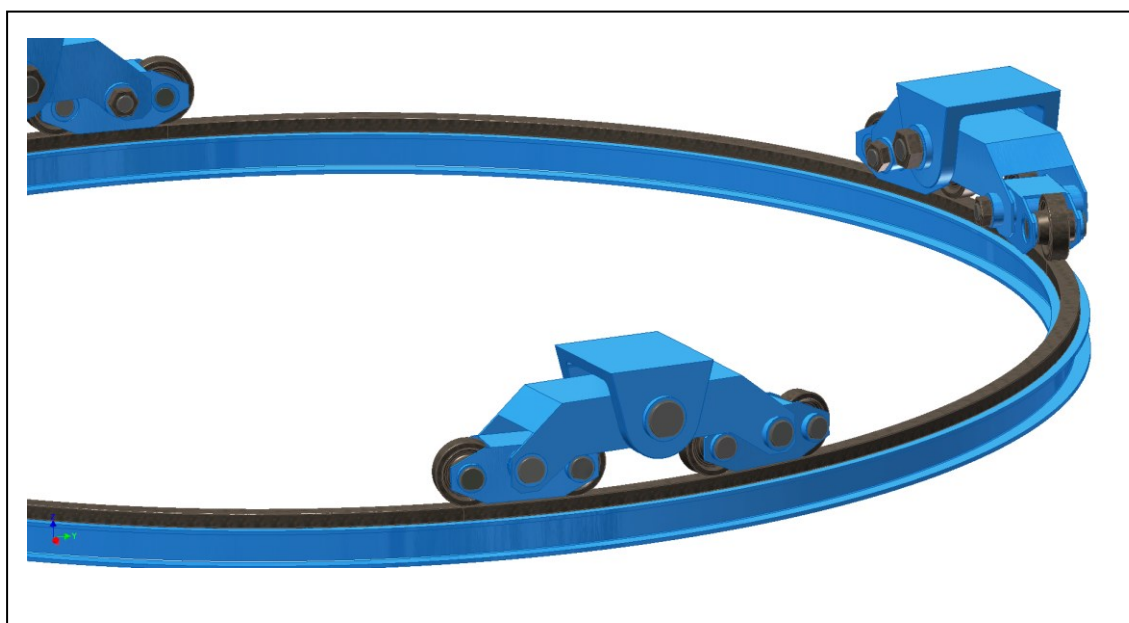
Základní rozdělení otočí dle konstrukčního provedení otočných zařízení: [1]

- *s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly*
- *s kladkovým věncem*
- *s hydraulicky podepřenými otočovými pojezdovými vahadly*
- *s velkopřůměrovým ložiskem*
- *s kulovou (valivou) dráhou*

1.1. Otočné zařízení s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly

Provedení otoče, při kterém se horní stavba velkostroje otáčí na čtyřech velkých obloukových vahadlech (viz obr. 4), ve kterých je začepována dvojice menších vahadel s párem pojezdových kol. Veškeré zatížení z horní stavby velkostroje se tak roznáší na 4

čepy velkých vahadel a dál přes 8 čepů malých vahadel na 16 čepů pojezdových kol, pojíždějících po kruhové kolejnici, která je připevněna na kruhovém nosníku spodní stavby. Pojezdová kola nemají nákolky, takže jsou schopna přenášet pouze vertikální síly a nemohou zachycovat žádné horizontální zatížení od náklonu stroje, rypných odporů, větru, atd. Horizontální síly jsou zachycovány dalšími svislými vodicími kladkami. Hřídele těchto kladek jsou ale namáhány ohybem a mohlo by dojít i k nepříznivé situaci, kdy veškeré horizontální síly by zachycovala jenom jedna kladka. Tato skutečnost omezuje tento dnes už technicky přežitý typ otoče k použití na rypadlech s menší provozní hmotností do 2 500 t, např. na kolesovém rypadle K 800.



Obrázek 4 – 3D model otočného zařízení s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly

1.2. Otočné zařízení s kladkovým věncem

Toto konstrukční řešení otoče, nazývané též „mnohokladkové uložení“, se používá především u lopatových rýpadel a rýpadel s vlečným korečkem. Jde o provedení otoče s centrálním čepem. Kladkový věnec (viz obr. 5) přenáší vertikální síly a centrální čep přenáší síly horizontální. Kladkový věnec se prostřednictvím válcových nebo kónických kladek s nákolky, odvaluje mezi dvěma kolejnicemi horní a spodní stavby. Ozubený věnec s vnitřním, nebo vnějším ozubením je součástí kolejnice spodní stavby a zabírá do něj pastorek planetové převodovky umístěné na otočné desce horní stavby.



Obrázek 5 – 3D model kladkového věnce

1.3. Otočné zařízení s hydraulicky podepřenými otočnými pojezdovými vahadly

Méně časté konstrukční řešení, kdy se horní stavba velkostroje otáčí na velkých vahadlech, sdružených většinou do čtyř skupin po obvodu otoče. V nosných sloupech vahadel jsou uloženy hydraulické válce, které pomocí tlakového média vyrovnávají svislé zatížení působící z otočné horní stavby. V opěrných kulových kloubech jsou uložena dvojkolí s pojezdovými koly. K zachycení sil ve směru otáčení slouží pomocné konstrukce, do kterých jsou zakotveny kraje podvozku dvojkolí. Další variantou je obdobné, ale opačné provedení otoče s kolejnicí na spodní části otočové desky horní stavby a hydraulickými vahadly na spodní stavbě.

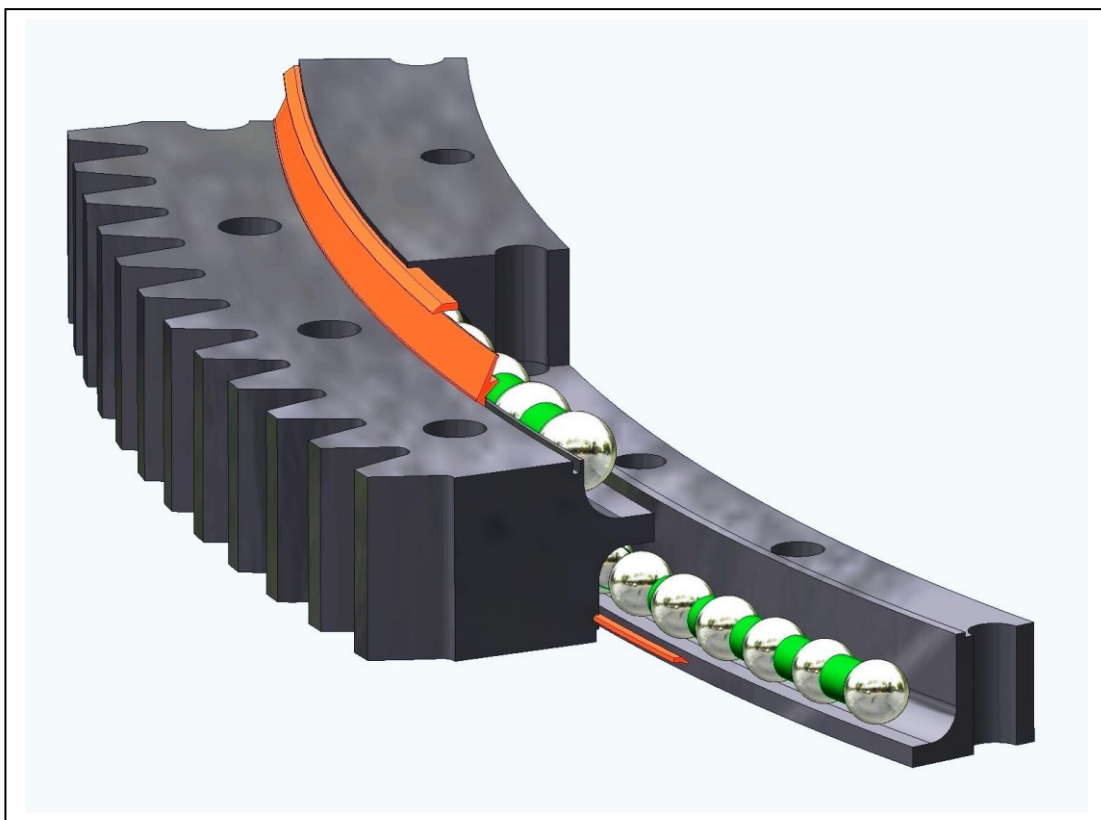
1.4. Otočné zařízení s velkopřůměrovým ložiskem

Velice častým konstrukčním řešením menších otočí do průměru 3 500 mm a pro zatížení obvykle do 300 t, jsou speciální velkopřůměrová ložiska. Vyrábí se ve třech základních řadách:

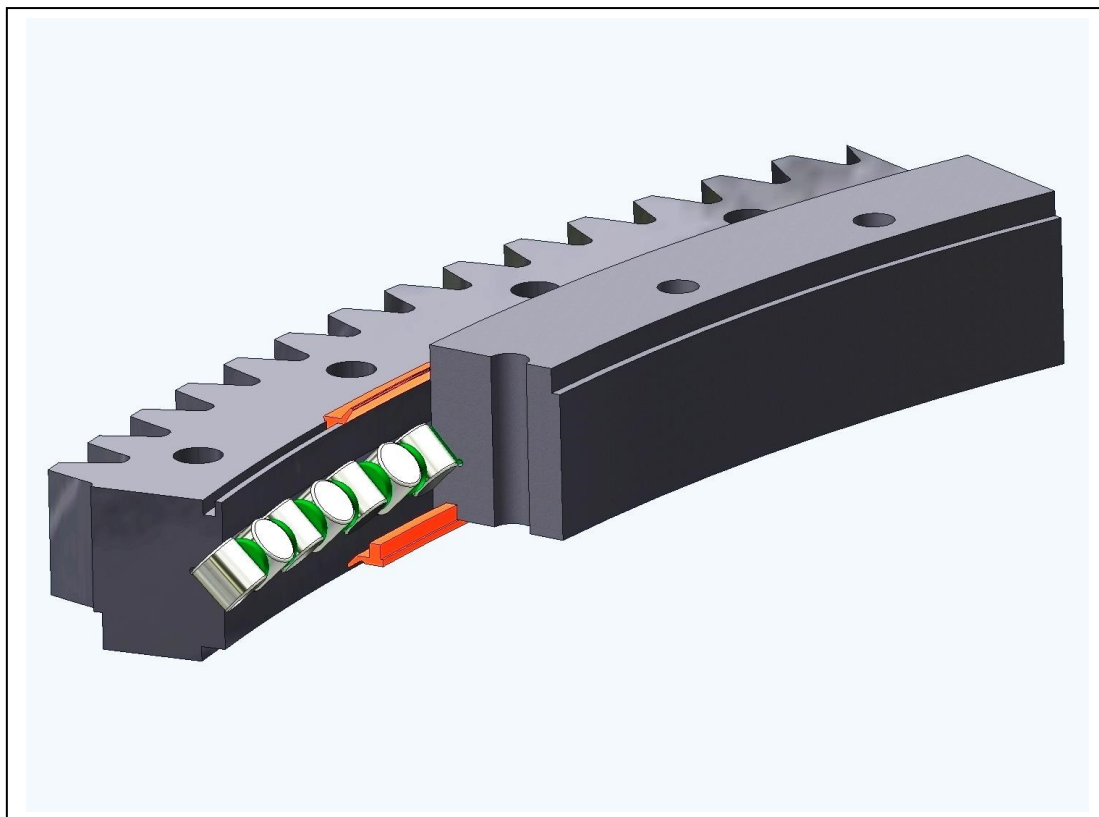
- bez ozubení
- s vnitřním ozubením
- s vnějším ozubením

Z hlediska provedení, vnitřního uspořádání a možného zatížení jsou pak vyráběna v celé řadě variant, jako např.:

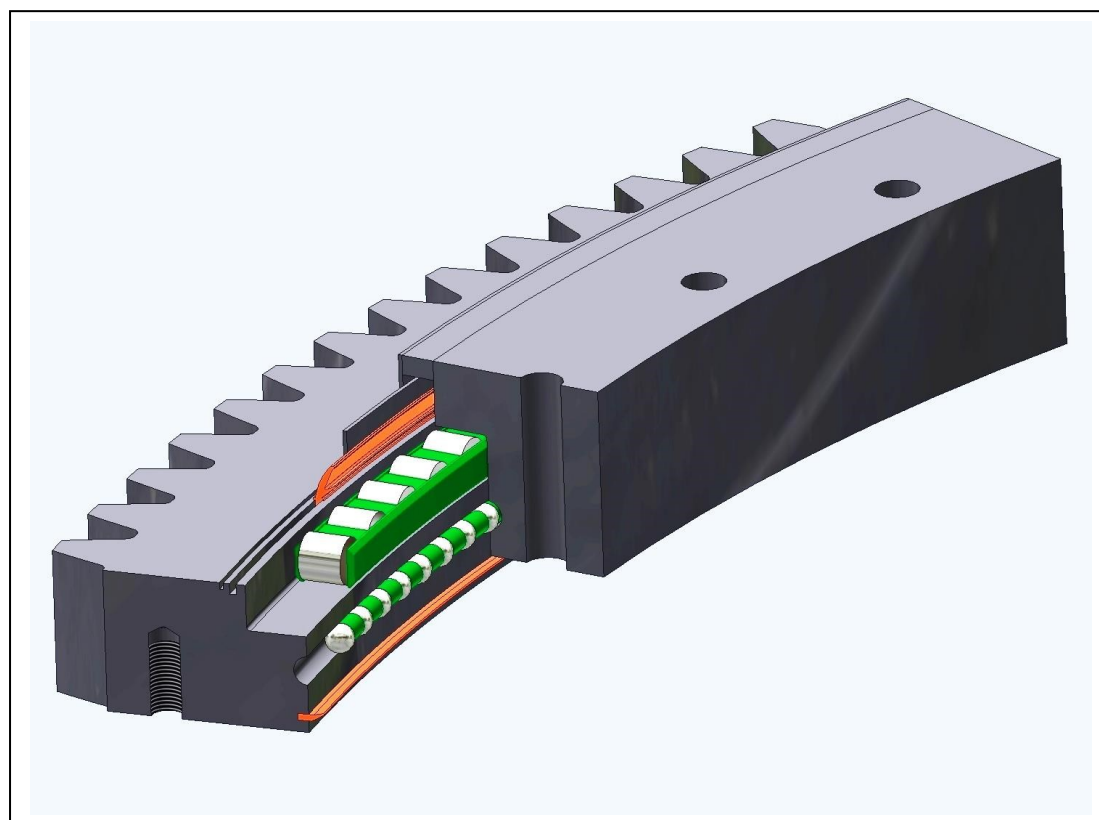
- jednořadá kuličková se čtyřbodovým stykem;
- dvouřadá kuličková s kosoúhlým stykem (viz obr. 6), která jsou schopna, kromě axiálního zatížení, přenášet rovněž radiální síly a klopné momenty;
- jednořadá válečková se zkříženými válečky, tzv. PLC ložiska (viz obr. 7), kde válečky jsou střídavě uloženy podle os otáčení, a každý druhý váleček svírá se sousedním válečkem pravý úhel;
- kombinovaná dvouřadá, válečková/kuličková, radiálně-axiální (viz obr. 8);
- dvouřadá válečková s kosoúhlým stykem;
- trojřadá válečková, radiálně-axiální (viz obr. 9);
- kluzná ložiska pro otoče;
- ložiska pro otoče s integrovaným pohonem.



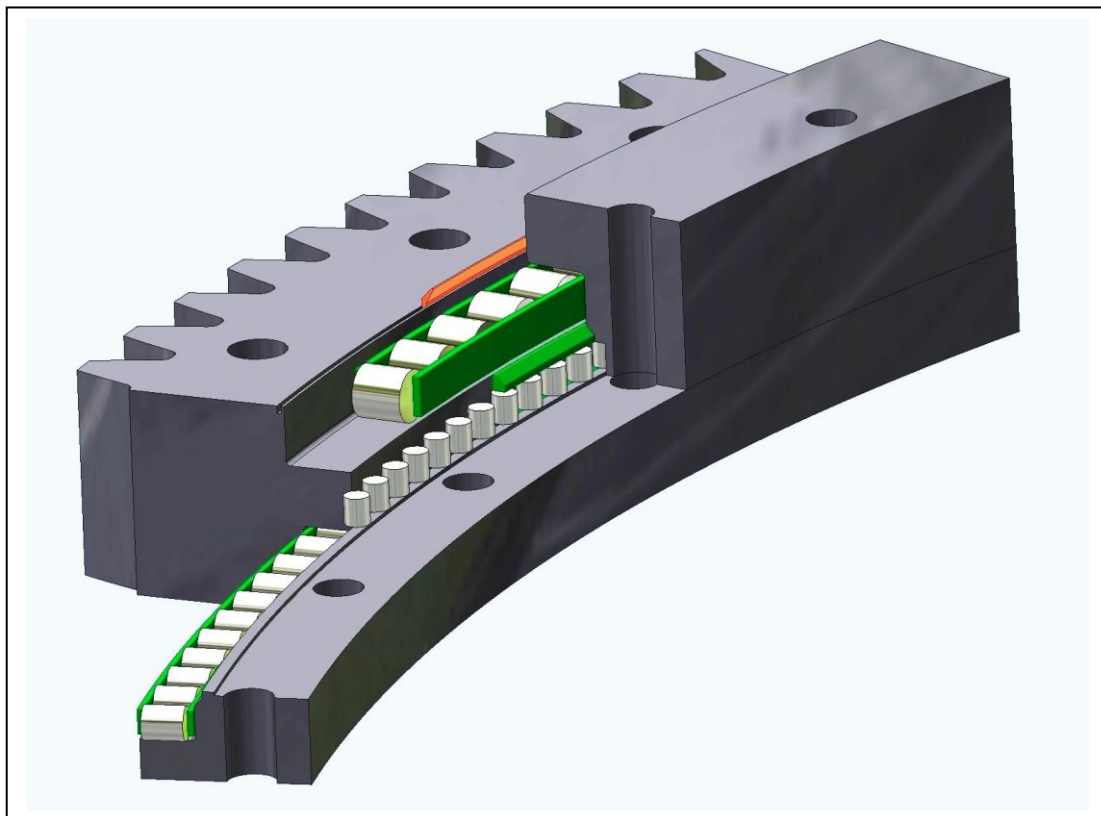
Obrázek 6 – 3D model dvouřadáho kuličkového ložiska otoče s kosoúhlým stykem



Obrázek 7 – 3D model jednořadého válečkového ložiska se zkříženými válečky



Obrázek 8 – 3D model kombinovaného válečko/kuličkového, radiálně-axiálního ložiska



Obrázek 9 – 3D model trojřadého válečkového ložiska, radiálně-axiálního

1.5. Otočné zařízení s valivou (kulovou) dráhou

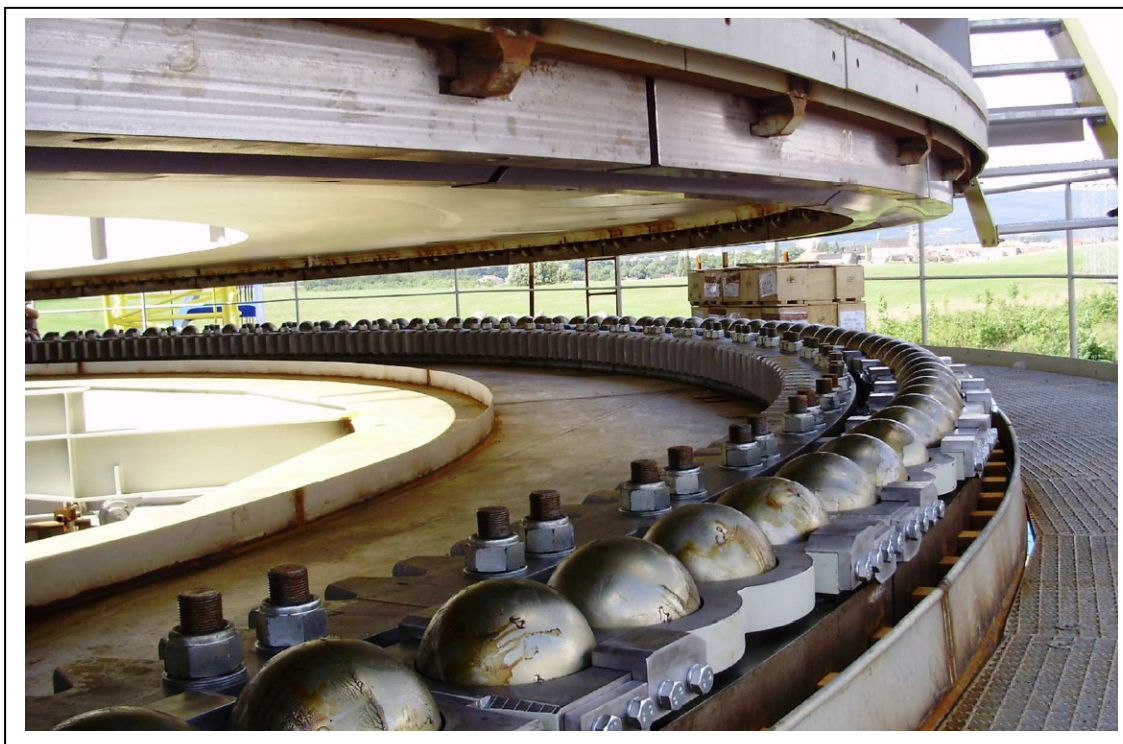
[7] *Valivá dráha je kruhová dráha, která valivými elementy umožňuje otáčení horní stavby rypadla. Otočné zařízení s valivou – kulovou dráhou je v současné době nejpoužívanější konstrukční provedení otoče velkostrojů. Skládá se z vlastní valivé dráhy a ozubeného věnce pevně spojeného s horní nebo dolní stavbou, do kterého zabírají pastorky otočových převodovek (viz obr. 10 a 11). V principu je valivá dráha velmi podobná axiálnímu ložisku. Jako valivé elementy se používají koule, nebo jen výjimečně válečky. Provedení valivé dráhy může být stejně jako u axiálního ložiska jednořadé, nebo dvouřadé. Valivá dráha přenáší pouze axiální zatížení.*

Pro správnou funkci a dlouhou životnost valivé dráhy je důležité, aby byla horní stavba velkostroje správně vyvážená a těžiště horní stavby se nacházelo co nejblíže ke středu valivé dráhy. Horní stavbu lze dobře vyvážit hlavně u velkostrojů s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. U některých velkostrojů s výsuvem kolesového výložníku, např. KU 800, prakticky není možné dosáhnout ideálního vystředění, protože v důsledku vysouvání výložníku se poloha těžiště horní stavby

mění, a to navzdory tomu, že na výsuv kolesového výložníku reaguje pohybem strojovna s protizávažím, která je zavěšena na paralelogramických ramenech vyvažovacího výložníku, a vyrovnává poměr sil.



Obrázek 10 – Kulová dráha rypadla KU 800.17 / K-105 na DB



Obrázek 11 – Kulová dráha rypadla KK 1300 / K-111 na DB

1.5.1. Hlavní komponenty valivé dráhy

Segmenty tvořící vrchní a spodní část valivé dráhy

Vrchní a spodní část valivé dráhy se skládá ze segmentů tvořících kruhovou dráhu pro vedení valivých elementů. Jako polotovary pro jejich výrobu se používají výkovky o jakosti např. 15 241.3/9, 15 341.3/9, nebo 15 260.3/9, zušlechtěné na smluvní hodnoty R_m [MPa].

Ozubený věnec

Ozubený věnec bývá v provedení s vnějším nebo vnitřním ozubením. Z technologických důvodů bývá většinou samostatný, nezávislý na segmentech tvořící vrchní a spodní část valivé dráhy. Je rovněž složený z relativně snadno vyměnitelných segmentů, na horní a spodní stavbě připevněných vysokopevnostními šrouby. Vyrábí se obvykle z výkovků o jakosti např. 15 230.3/9 nebo 15 260.3/9, zušlechtěných na smluvní hodnoty R_m [MPa].

Valivé elementy

Jako valivé elementy se zpravidla používají kované koule. Koule bývají obvykle vyrobeny z materiálu 100CrMo7-4, povrchově kalené na tvrdost 56 – 61 HRC, vyrobené v jednotném průměru, broušené s přesností na tisícinu mm a s drsností povrchu R_a 0,4. Navzdory vysoce přesné výrobě není nikdy dosaženo naprosto shodných průměrů všech koulí. Je ale žádoucí, aby byly všechny koule pro jednu valivou dráhu vyrobeny se stejnou střední odchylkou, obvykle $\pm 20\mu m$. Aby bylo dosaženo rovnoměrného rozložení hmotnosti horní stavby na všechny koule v kulové dráze a nedocházelo k poškození koulí a vodících segmentů vlivem přetížení jednotlivých (větších) koulí, provádí se přesné rozdělení koulí po obvodu valivé dráhy. Koule se očíslovají, změří a rozdělí se vzestupně podle velikosti. Největší koule je zařazena do pomyslného středu řady koulí a z obou stran jsou postupně řazeny menší a menší koule tak, že po složení kulové dráhy tvoří vrcholy koulí rovinu nakloněnou o maximální odchylku jmenovitého rozměru. Poškozené koule lze relativně snadno vyměnit pomocí vyjímatelné vložky, která bývá obvykle v jednom z horních segmentů kulové dráhy. Po demontáži vložky vznikne inspekční otvor, kterým je možné zkontrolovat stav koulí a poškozenou kouli eventuálně vyměnit (viz obr. 12).



Obrázek 12 – Výměna poškozené koule Ø 150 mm rypadla SchRs 1320 na DNT

Klece

Klec slouží k vedení a rovnoměrnému rozdělení koulí po obvodě kulové dráhy. Bývá obvykle vyrobena z materiálu o jakosti 11 523, 11 503, S355J2+N, S355NL1, apod. Klec může být koncipována jako volná ve tvaru prostého hřebenu, (viz obr. 13), nebo jednoduchá uzavřená (viz obr. 14), popř. uzavřená šroubovaná (viz obr. 10), eventuálně může být zcela nahrazena distančními vložkami, nebo distančními koulemi o menším průměru než jsou koule nosné.



Obrázek 13 – Nové klece kulové dráhy pro zakladač ZP 10000 na DB

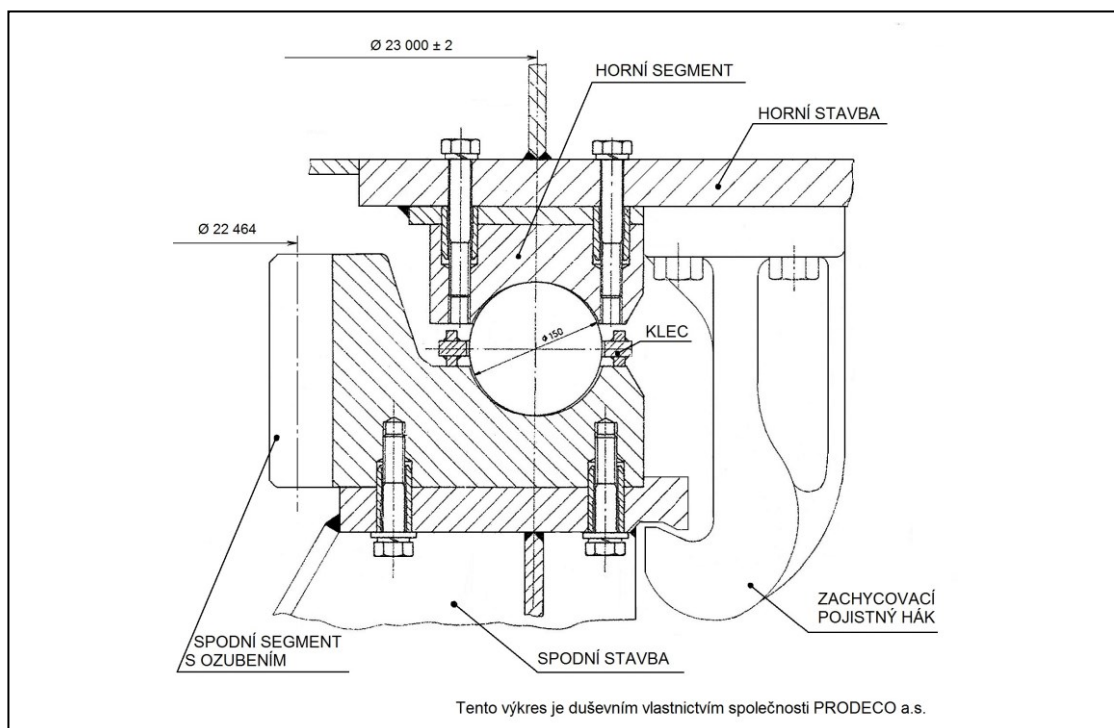


Obrázek 14 – Nová klec kulové dráhy pro rypadlo SchRs 1550 na DNT

Pojistné záchytné háky

Pojistné záchytné háky jsou připevněny k otočové desce horní stavby, se kterou se společně otáčejí (viz obr. 15 a 16). Spodní rameno záchytného háku je zalomeno pod stoličku spodní stavby, nebo pod ozubený věnec otoče upevněný na spodní stavbě. Háky slouží jako mechanická pojistka proti možnému převržení horní stavby při náhlé

ztrátě stability velkostroje. Háky bývají koncipovány buď jako výpalky či svařence z plechu o jakosti 11 523, 11 503, S355J2+N, S355NL1, apod., nebo jako odlitky z uhlíkových či nízkolegovaných ocelí na odlitky, např. jakosti ČSN 42 2650.5, ČSN 42 2653.1 nebo ČSN 42 2712.5.



Obrázek 15 – Zachycovací hák kulové dráhy rypadla K10 000 / K-74 [12]



Obrázek 16 – Zachycovací hák kulové dráhy rypadla KU 800.19 / K-98

1.5.2. Hlavní odlišnosti, výhody a nevýhody valivé dráhy

Odlišnosti:

- Kroužky i klece valivé dráhy jsou dělené a skládají se z mnoha segmentů;
- Velký počet valivých elementů;
- Geometrická odlišnost průměrů (D/d) 50 až 250 u valivé dráhy, proti 10 až 30 u standardního, konvenčního ložiska;
- Otáčení za nízkých provozních otáček ($0,2 - 1,0 \text{ min}^{-1}$) pouze v určitém pracovním úhlu;
- Z důvodu značných rozměrů použití zvláštních měřicích metod;
- Valivá dráha je nestandardní, nekonvenční ložisko, vyráběné na zakázku, takže nejsou známy hodnoty jeho statické a dynamické únosnosti C_0 a C ;
- Mazání valivé dráhy musí být řešeno samostatným mazacím okruhem pro zvláštní mazivo.

Výhody: [1]

- *Dovoluje vytvořit pevnou konstrukční skupinu uzavřeného tvaru;*
- *Vylučuje chyby ve středění při montáži;*
- *Má nízkou zástavbovou výšku.*

Nevýhody:

- Nižší přesnost a tuhost dílensky vyráběné a ze segmentů skládané valivé dráhy oproti v takřka laboratorních podmínkách sériově vyráběným ložiskům;
- Nerovnoměrné opotřebení valivé dráhy. Protože se horní stavba neotáčí plynule dokola jako klasické ložisko, nýbrž se při těžbě otáčí pouze v určitém pracovním úhlu ($120 - 270^\circ$), dochází k nerovnoměrnému opotřebení nejvíce zatěžovaných segmentů valivé dráhy. Z tohoto hlediska jsou na tom hůře segmenty vrchní části valivé dráhy, jejichž poloha vůči výložníkům je pevně daná. Poloha segmentů spodní části valivé dráhy vůči výložníkům se mění v závislosti na momentálním natočení spodní stavby s podvozky. Některé velkostroje (např. rypadlo KU 800) umožňují podtáčení otočné desky spodní stavby a tím změnu polohy segmentů spodní části valivé dráhy vůči pracovním polohám výložníků a tedy prodloužení životnosti valivé dráhy;

- Plastické deformace vlivem vyválnování profilu dráhy valivými elementy a v důsledku toho snižování výšky valivé dráhy. Následný vertikální pokles horní stavby zapříčiňuje kolize a poškozování klecí (viz obr. 17), či distančních vložek a uvolňování pojistných záchytných háků. Dále vyvolává potřebu kontrolovat a seřizovat záběr pastorku převodové skříně otoče do ozubeného věnce kulové dráhy;



Obrázek 17 – Poškozené, kolidující klece na rypadle SchRs 1320 na DNT

- Obtížné udržování čistoty ve velmi prašném prostředí a náročných klimatických podmínkách. Z konstrukčního provedení otoče vyplývá, že zakrytování valivé dráhy je problematické a obvykle nedostatečně účinné. Provozními nečistotami znehodnocený mazací tuk může vést ke zvětšování valivého odporu a poškozování segmentů kulové dráhy a koulí pittingem (viz obr. 18).



Obrázek 18 – Pittingem poškozené koule Ø 150 mm z rypadla KU 300 a SchRs 1320

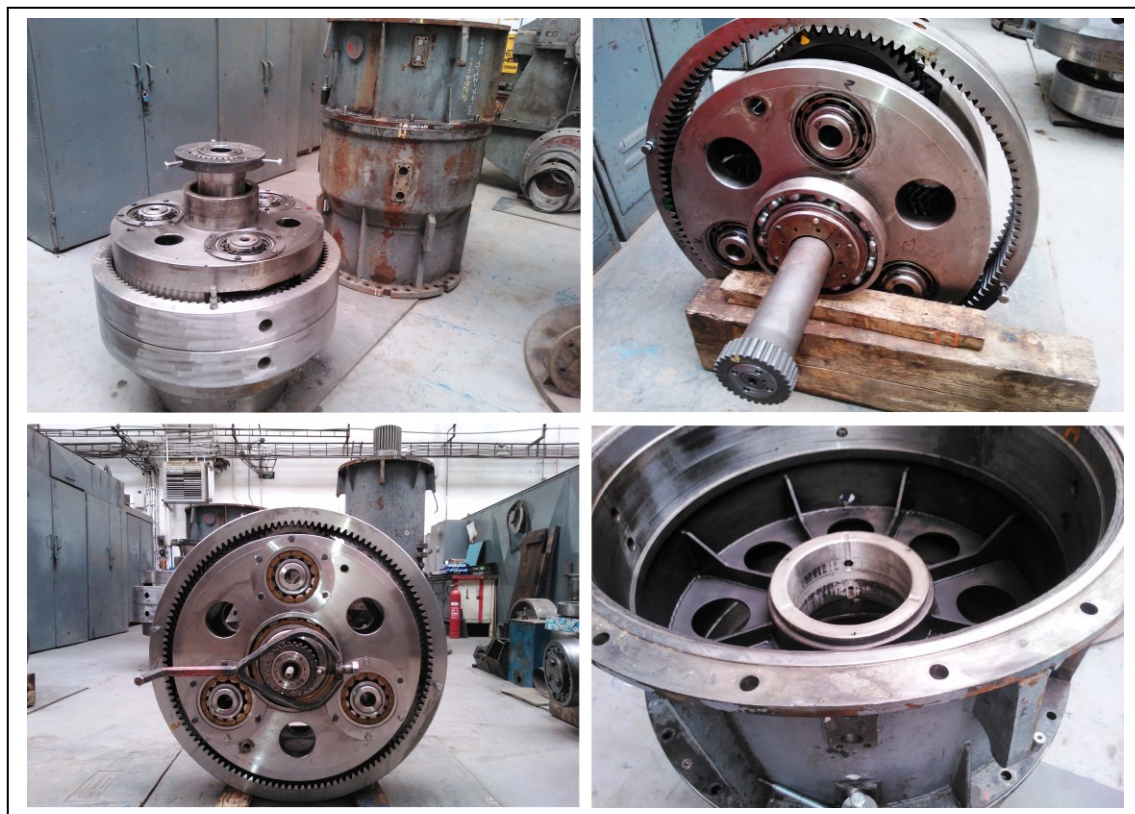
1.6. Pohon otoče

Hlavní částí každého otočného zařízení je pohon. Technické požadavky na pohony otoče jsou velmi vysoké, protože musí zabezpečovat vysoký rozsah regulace rychlosti pro plynulý rozběh a zastavení pohybu a plynulou změnu rychlosti pohybu. Dále musí splňovat podmínky dovoleného zatížení ocelové konstrukce a nesmí umožnit otočení zatížených částí stroje v opačném směru, který by se mohl stát zdrojem rizika. Proti tomuto nechtěnému samovolnému pohybu, který by mohl vzniknout např. přetížením bočními silami, působením větru a vlivem vnějších sil při největším dovoleném náklonu stroje, jsou pohony otoče chráněny automaticky působící brzdou. Tato brzda musí zůstat v činnosti i po přerušení dodávky elektrické energie.

Pohonná jednotka se skládá z hnacího motoru, převodové skříně s výstupním pastorkem zabírajícím do zubů ozubeného věnce, a brzdy. Hnacím motorem je buď elektromotor, nebo hydromotor. Protože celkový ozubený převod dosahuje vysokých hodnot převodového poměru, používají se především několikastupňové planetové převodovky (viz obr. 19, 20 a 21), popř. šnekové převodovky (viz obr. 22), velice často se vstupním šnekovým soukolím CAVEX (viz obr. 23), nahrazujícím globoidní šnekové soukolí. Obě provedení převodovek mají přijatelné zástavbové rozměry a disponují vysokým převodovým poměrem.



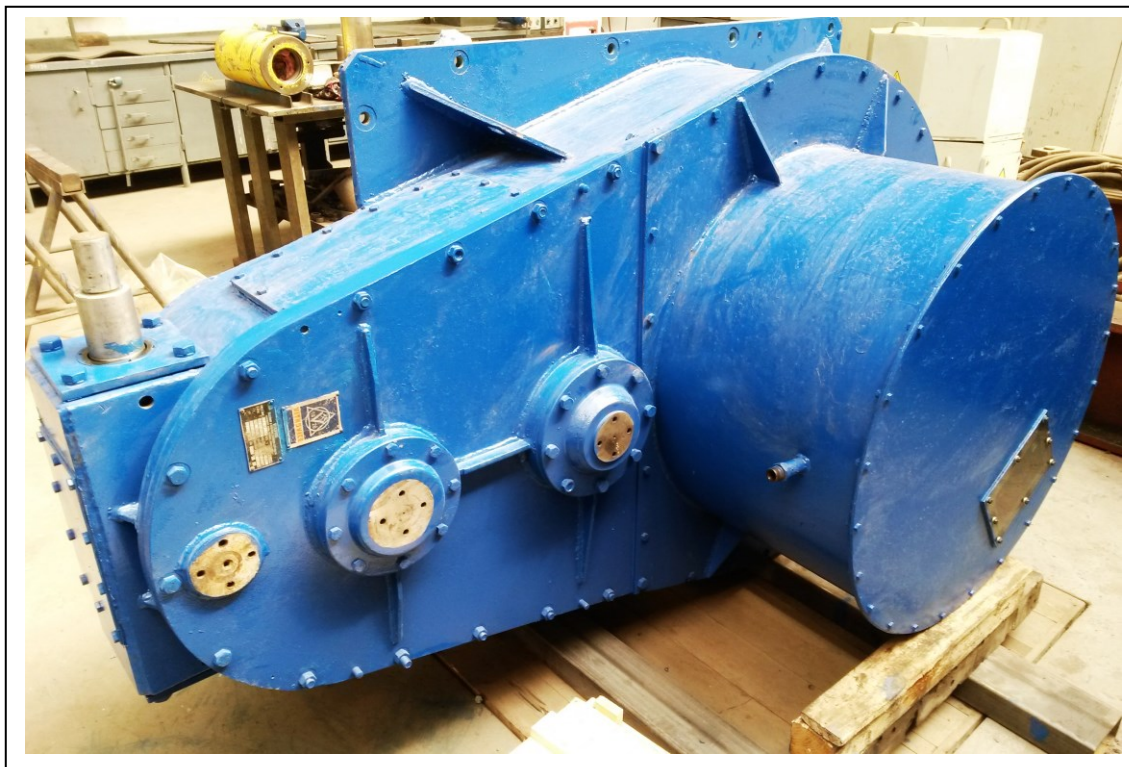
Obrázek 19 – Planetová převodovka OK001384, otoče horní stavby rypadla K 2000



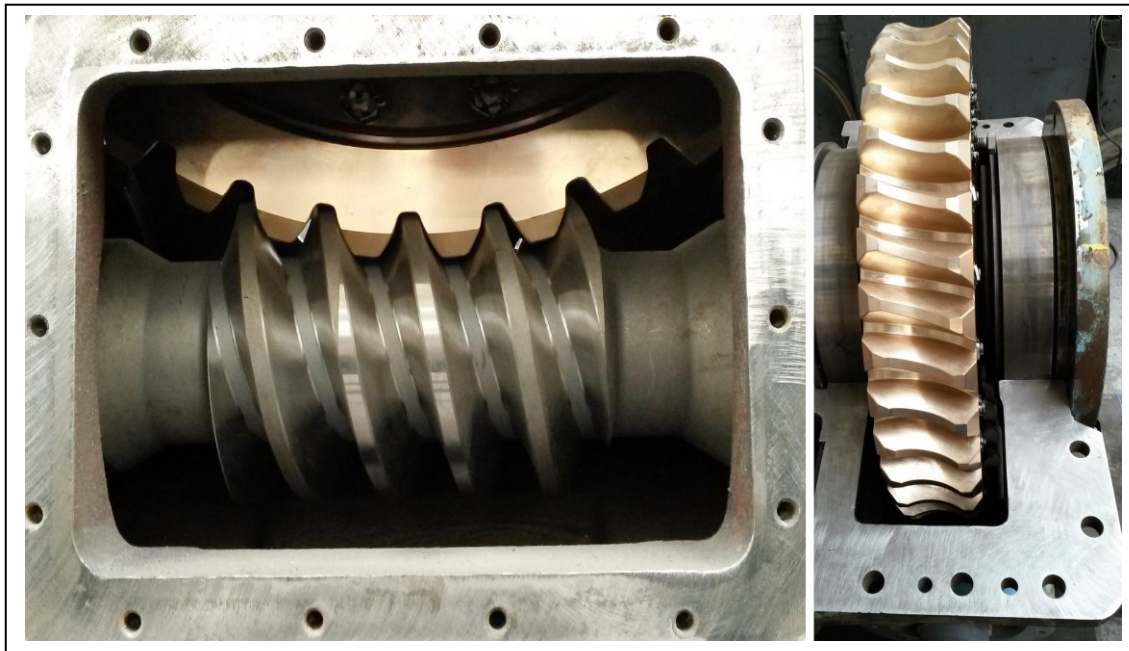
Obrázek 20 – Demontovaná planetová převodovka OK 000978, otoče horní stavby rypadla KU 800



Obrázek 21 – Planetové převodovky M 10173, otoče horní stavby rypadla KK 1300 [15]



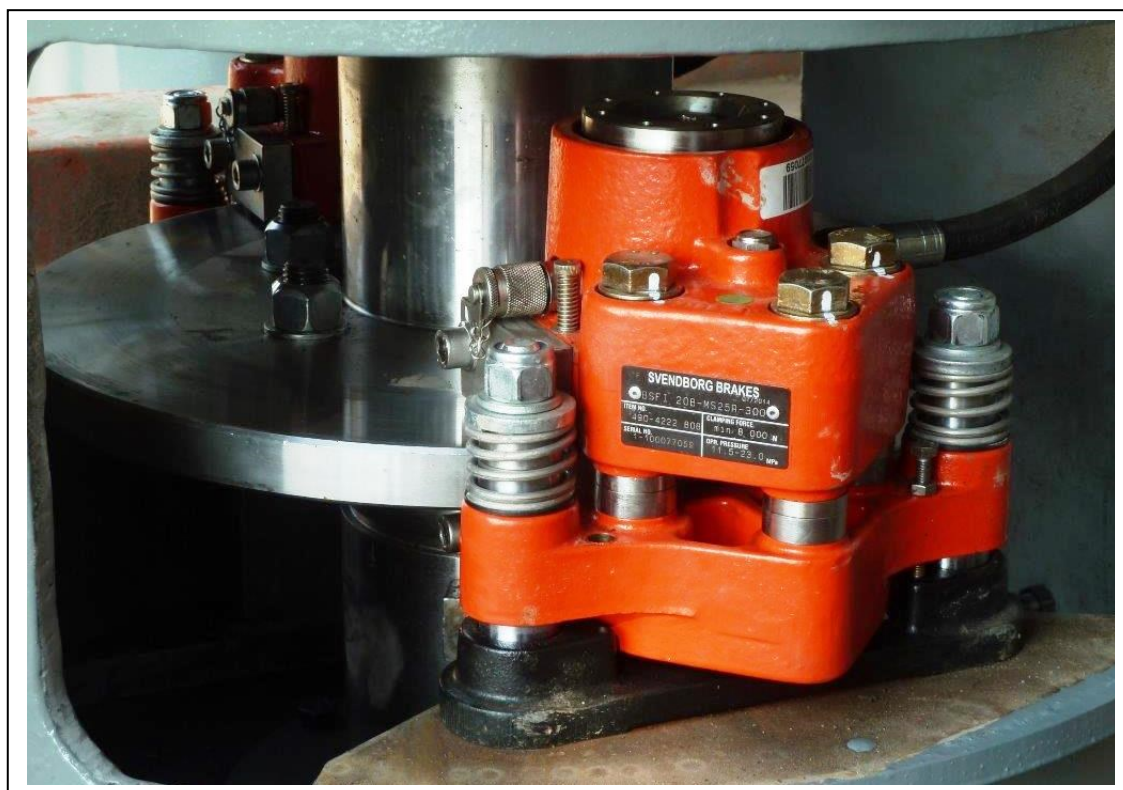
Obrázek 22 – Šneková převodovka otoče



Obrázek 23 – Detail vstupního šnekového soukolí CAVEX v dělicí rovině a v nahlížecím okně šnekové převodovky

Pro snadnější seřízení záběru a zubové vůle pastorku pohonu do ozubeného věnce otoče se obvykle využívá excentrický plášť převodovky, excentrické svorníky, nebo tzv. výstředník. Výstředník je excentrická vložka na válcovém plášti převodové skříně, jejímž pootáčením se záběr seřizuje. Aby po seřízení, vlivem provozu, nedocházelo ke zvětšení zubové vůle, je nutné po nastavení záběru převodovku vhodně zajistit proti pootočení – např. pomocí klínů. Aby byly dodrženy technicky přijatelné rozměry ozubení posledního převodu z pastorku na ozubený věnec, bývá často nasazen větší počet pohonů.

Proces brzdění otoče a zastavování horní stavby se děje postupně nejprve snížením otáček měničem kmitočtu (frekvenčním měničem) a pak vlastním brzděním pohonů otoče – obvykle kotoučovými brzdami (viz obr. 24). Otoč umožňuje ve většině případů otáčení horní stavby pouze ve vymezeném pracovním úhlu, takže krajní polohy musí být hlídány koncovými zpomalovacími spínači, pracovními koncovými spínači a bezpečnostními koncovými spínači. Přičemž zpomalovací spínače v případě vysoké rychlosti sníží otáčky otoče na bezpečnou hodnotu, a pracovní koncové spínače otoč zastaví. V případě selhání a přjetí pracovního snímače, dojde po najetí na bezpečnostní koncový spínač k okamžitému vypnutí nadřazeného el. okruhu.



Obrázek 24 – kotoučové brzdy Svendborg na pohonech otoče rypadla KU 800.19 / K-98

1.7. Přehled otočných zařízení na dobývacích velkostrojích v severočeském revíru

Kolesové rypadlo K 10000



Obrázek 25 – Rypadlo K 10 000 / K-74 na DB

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 4 000 t;
- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 4 ks pohony otoče, $P = 75 \text{ kW}$, $i = 149,5$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 23 \text{ m}$, vnitřní ozubení, 408 ks koulí $\varnothing 150 \text{ mm}$;
- Kulová dráha směrování podvozku $\varnothing 28,96 \text{ m}$, vnější ozubení, 798 ks koulí $\varnothing 90 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo KK 1300

Obrázek 26 – Rypadlo KK1300 / K-111 na montážním místě Jana Duchcov, DB

Parametry:

- Hmotnost otočné horní stavby cca 1 860 t;
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kabelového bubnu;
- 6 ks pohonů otoče, $P = 35 \text{ kW}$, $i = 260,87$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 16 \text{ m}$, vnitřní ozubení, 208 ks koulí $\varnothing 200 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo K 2000

Obrázek 27 – Rypadlo K 2000 / K-101 na montážním místě Jana Duchcov, DB

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 1 900 t;
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kabelového bubnu;
- 6 ks pohonů otoče, $P = 35 \text{ kW}$, $i = 260,416$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 16 \text{ m}$, vnitřní ozubení, 208 ks koulí $\varnothing 200 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo SchRs 1320

Obrázek 28 – Rypadlo SchRs 1320 / K-110 na DNT

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 1 750 t;
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kabelové smyčky;
- 4 ks pohonů otoče, každý s dvěma výstupními pastorky, $P = 55 \text{ kW}$, $i = 197$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 15,2 \text{ m}$, vnější ozubení, 243 ks koulí $\varnothing 150 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo SchRs 1550

Obrázek 29 – Rypadlo SchRs 1550 / K-109 na DNT

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 1 415 t;
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kabelové smyčky;
- 2 ks pohonů otoče, každý s dvěma výstupními pastorky, $P = 45 \text{ kW}$, $i = 336$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 15,2 \text{ m}$, vnější ozubení, 243 ks koulí $\varnothing 150 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo KU 800

Obrázek 30 – Rypadlo KU 800.18 / K-99 na DB

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 2100 t;
- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč se středovým čepem;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 4 ks pohony otoče, $P = 125 \text{ kW}$, $i = 250$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 13,9 \text{ m}$, vnitřní ozubení, 174 ks koulí $\varnothing 200 \text{ mm}$.

Kolesové rypadlo K 800N

Obrázek 31 – Rypadlo K 800N1 / K-103 na DNT

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 550 t;
- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 2 ks pohonů otoče, $P = 30 \text{ kW}$, $i = 63$;
- Bez kulové dráhy. Otoč je řešena čtyřmi velkými vahadly, každé s dvěma malými vahadly s párem pojezdových kol bez nákolků, která pojíždějí po kruhovém nosníku s kolejnicí o průměru 8,4 m. Otoč je centrována čtyřmi vodícími kladkami o průměru 600 mm a dvěma vodícími kladkami o průměru 850 mm, upevněnými na horní stavbě a odvalujícími se pod ozubením z vnitřní strany ozubeného věnce otoče.

Kolesové rypadlo KU 300

Obrázek 32 – Rypadlo KU 300.40 / K-102 na DB

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 715 t;
- Kolesový výložník s výsuvem;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- 2 ks pohony otoče, $P = 37 \text{ kW}$, $i = 235$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 7,8 \text{ m}$, vnější ozubení, 136 ks koulí $\varnothing 150 \text{ mm}$.

Kompaktní kolesové rypadlo K 650

Obrázek 33 – Rypadlo K 650.3 / K-108 na DB

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 375 t;
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie pomocí kroužkového sběrače;
- Bez kulové dráhy. Otoč je řešena velkopřůměrovým, třířadým, válečkovým, radiálně-axiálním ložiskem SKF – RKS o průměru 3,6 m.
- 3 ks pohony otoče, každý s dvěma výstupními pastorky, $P = 41 \text{ kW}$, $i = 183,9$;

Korečkové rypadlo RK 5000

Obrázek 34 – Rypadlo RK 5000.10 na dole ČSA, Severní energetická a.s.

Parametry:

- Hmotnost horní stavby cca 3 260 t;
- Otoč bez středového čepu;
- Přenos el. energie kabelovou smyčkou;
- 6 ks pohonů otoče, $P = 55 \text{ kW}$;
- Kulová dráha otoče $\varnothing 16 \text{ m}$, vnitřní ozubení, 168 ks koulí $\varnothing 250 \text{ mm}$.

2. Konstrukční návrh otoče velkostroje o hmotnosti horní stavby 3 000 tun

Hmotnost horní stavby daná zadáním je poměrně vysoká a přesahuje obvyklé hmotnosti horních staveb nových dobývacích velkostrojů provozovaných v České republice. Trendem posledních let jsou spíše dobývací stroje s lehčí horní stavbou, max. do 2 000 tun a bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. Před provedením vlastních výpočtů a konstrukčních řešení je nutné provést základní rozvahu nad celkovým provedením a technickými parametry velkostroje a zohlednit i geologické a klimatické podmínky v místě budoucího nasazení uvažovaného velkostroje. S ohledem na tyto limitující údaje pak zvolit vhodné komplexní konstrukční řešení otoče.

2.1. Uvažovaný postup při řešení konstrukčního návrhu

- Rozvaha nad celkovým provedením a základními parametry velkostroje ovlivňujícími výsledný konstrukční návrh otoče;
- Vyhodnocení geologických a klimatických podmínek v místě budoucího nasazení uvažovaného velkostroje;
- Analýza regulace rychlosti otoče a výpočet potřebných otáček horní stavby při zohlednění základních parametrů a výkonnosti uvažovaného velkostroje;
- Výpočet potřebného výkonu pohonu otoče při uvážení statických momentů odporu od boční rozpojovací síly, pasivních odporů otoče, odporu větru a náklonu otočné horní stavby při max. pracovním sklonu uvažovaného velkostroje;
- Konstrukční návrh sestavy pohonu otoče
- Kontrola zvolených uzlů pohonu – výstupní hřídel, ložiska, tepelný režim převodovky
- Návrh zabudování pohonu otoče do horní stavby velkostroje
- Návrh ustavení a zajištění pohonu otoče
- Návrh a dimenzování vlastního otočového zařízení horní stavby uvažovaného velkostroje – kulové dráhy
- Kontrola zatížení kulové dráhy při max. pracovním sklonu
- Závěr a vyhodnocení konstrukčního návrhu

2.2. Uvažované základní parametry a provedení velkostroje

- Kontinuálně pracující dobývací stroj pro těžbu skrývky – kolesové rypadlo
- Výkonnostní řada TC2
- Uvažovaná výkonnost $5\,500\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ s. z. $\approx 3\,929\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ r. z.
- Hmotnost otočné horní stavby velkostroje 3 000 t
- Nakládací a vykládací výložník není součástí horní stavby
- Měrná rozpojovací síla $170\text{ kN}\cdot\text{m}^{-1}$
- Jmenovitý výkon pohonu kola 2 300 kW (2 x 1 150 kW)
- Max. náklon otočné horní stavby, resp. max. pracovní sklon dobývacího velkostroje $7\% \approx 4^\circ$ ($0,07\text{ rad} = 4,0107^\circ$)
- Max. excentricita těžiště horní stavby 0,6 m od středové osy
- Bezvýsuvové provedení kolesového výložníku
- Těžba především lávkováním při plynulém otáčení horní stavbou (kolesovým výložníkem). Po odebrání třísky změna postavení do nové třísky pojezdem podvozku.
- Housenicový podvozek
- Otoč horní stavby řešená kulovou dráhou bez centrálního čepu
- Délka kolesového výložníku od středové osy stroje 50 m
- Průměr kola 14 m
- Počet korečků 15
- Otáčky kola 5 min^{-1}
- Počet výsypů 75 min^{-1}
- Poloměr zaoblení řezné hrany korečku 0,5 m

2.3. Uvažované místo nasazení velkostroje

- Lokalita Doly Bílina
- Mírné klimatické podmínky, mezní teploty vzduchu od -20°C do 40°C
- Měrná hmotnost vzduchu za normálních podmínek $1,225\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ [9]
- Charakteristické maximální zatížení větrem v_v za provozu o rychlosti $20\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ [9]
- Těžké geologické podmínky, vytvářené deltovitě písčitými sedimenty petrografického typu K+I (bílinská delta), s přítomností jílovitých minerálů

kaolinitu a illitu, a dále křemene a karbonátů, přičemž podíl křemene je na rozdíl od jezerního sedimentačního prostředí vyšší. [5]

- Těžené materiály jsou převážně prachovité a písčité jíly až jílovce, karbonátické jílovce, pelokarbonáty, písky a pískovce proměnlivé mocnosti a ve vertikálním směru navzájem se střídající. Také horizontální změny, ovlivněné přínosem deltovitého materiálu jsou značné. Odpor těžených materiálů proti rozpojení kolísá od minimálních do maximálních hodnot a je extrémně zvyšován zejména vlivem přítomnosti karbonátových čoček a proplástků nerovnoměrné četnosti a nepravidelných tvarů. [5]
- Měrná hmotnost nakypřeného těženého materiálu $\approx 1,7 \text{ t} \cdot \text{m}^{-3}$

3. Základní výpočet otoče velkstroje

3.1. Analýza regulace rychlosti otoče uvažovaného rypadla

V průběhu těžby lze jen obtížně měnit výšku lávky a tloušťku třísky, takže regulovat výkonnost rypadla lze jenom změnou rychlosti otoče. U rypadla s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku je tato změna v průběhu těžby prováděna řidičem rypadla na základě okamžitého zatížení pohonu kola, v závislosti na výšce lávky, tloušťce třísky a lokálních geologických podmínkách v místě řezu.

Při analýze regulace rychlosti otoče je třeba vyjít ze základních vztahů pro okamžitou výkonnost a střední rozpojovací schopnost kolesového rypadla:

Vzorce z [2]

Střední měrná rozpojovací síla:

$$F_{STC} = \frac{232 \cdot P - Q_h \cdot D \cdot \frac{\gamma}{2,14}}{\sqrt{Q_h \cdot D \cdot s_v + 1,57 D \cdot s_v \cdot r}} \cdot 0,981 \quad [\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (1)$$

Kde:

$P [\text{kW}]$	<i>jmenovitý výkon pohonu kola</i>
$Q_h [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ r. z.}]$	<i>okamžitá (hodinová) výkonnost</i>
$D [\text{m}]$	<i>průměr kola</i>
$\gamma [\text{t} \cdot \text{m}^{-3}]$	<i>měrná hmotnost dobývané zeminy</i>
$s_v [\text{min}^{-1}]$	<i>počet výsypů</i>
$r [\text{m}]$	<i>poloměr zaoblení řezné hrany korečku</i>

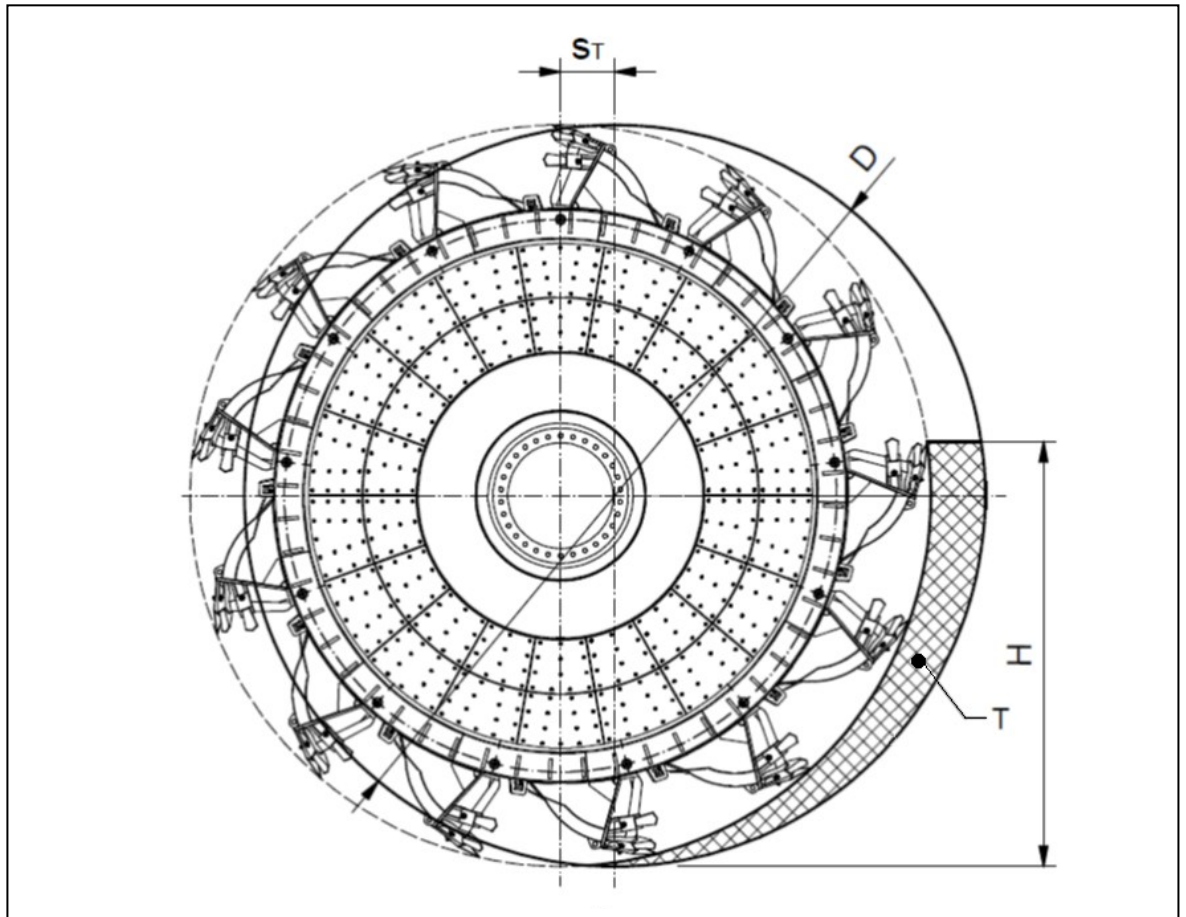
Z výše uvedeného vztahu plyne, že při konstantních otáčkách kola je možné regulovat střední rozpojovací sílu, která odpovídá odporu těženého materiálu, pouze změnou okamžité výkonnosti.

Okamžitá výkonnost:

$$Q = H \cdot s_T \cdot v_o \cdot 60 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \text{ r. z.}] \quad (2)$$

Kde:

$s_T [\text{m}]$	<i>tloušťka třísky (viz obr. 35)</i>
$H [\text{m}]$	<i>výška lávky</i>
$v_o [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}]$	<i>rychlost otoče (v těžišti plochy T)</i>



Obrázek 35 – Rozměry odebírané třísky

Úhlová rychlost otoče na rypném orgánu:

$$\omega_o = \frac{v_o}{R} \quad [\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (3)$$

Kde:

$R [m]$ rameno (působíště) rypné síly v těžišti plochy T

Otáčky otoče:

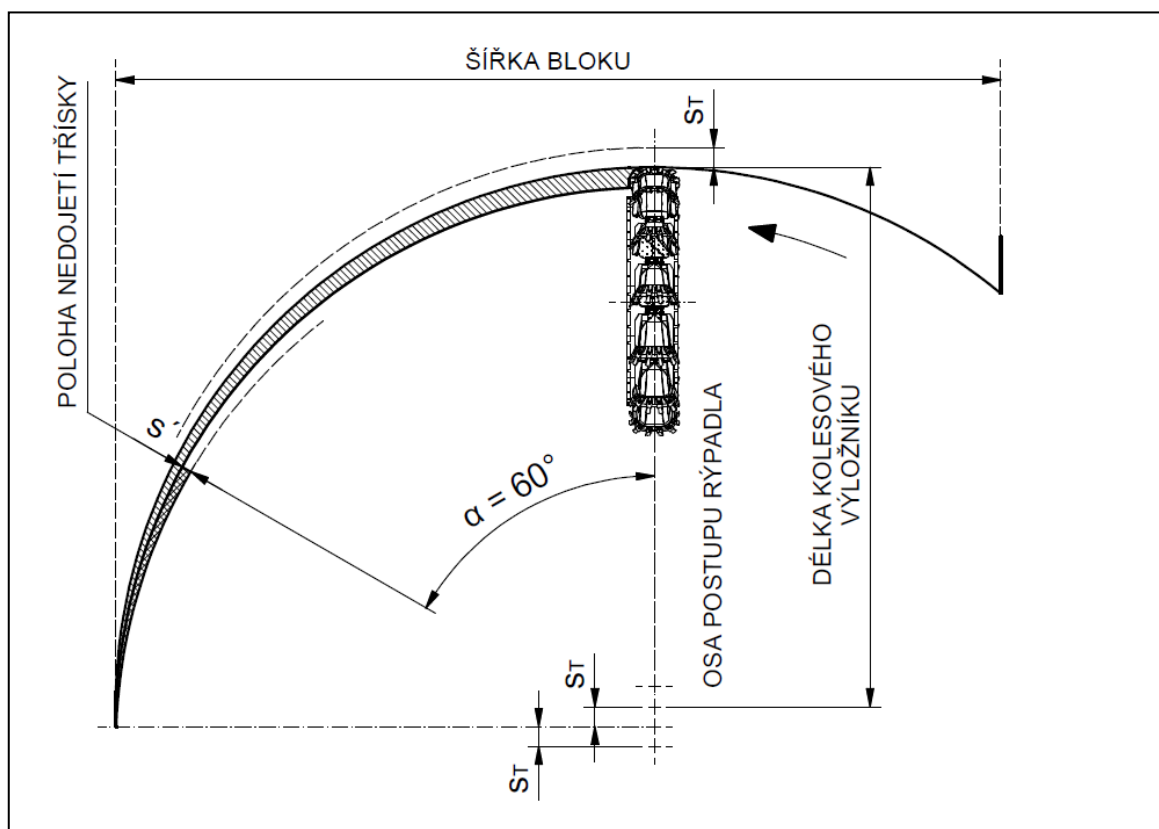
$$\omega_o = 2\pi \cdot n_o \Rightarrow n_o = \frac{\omega_o}{2\pi} \cdot 60 \quad [\text{min}^{-1}] \quad (4)$$

Z hlediska řízení otočové rychlosti je velmi důležitá regulace tzv. srpovité ztráty. Tato ztráta je výrazná hlavně u velkostrojů s bezvýsuvovým provedením kolesového výložníku. K srpovité ztrátě třísky dochází vlivem úhlu natáčení kolesového výložníku α od osy pojezdu velkostroje do řezu, kdy se plynule zmenšuje skutečná tloušťka třísky s' (viz obr. 36).

[2] Skutečná tloušťka třísky s' se mění v závislosti na úhlu natočení α kolesového výložníku od osy postupu rypadla:

$$s' = s_T \cdot \cos \alpha \quad [\text{m}] \quad (5)$$

Při natočení kolesového výložníku do úhlu $\alpha = 60^\circ$ dosáhne skutečná tloušťka třísky s' poloviny s_T ($\cos 60^\circ = 0,5$) a se zvětšujícím se úhlem se dále plynule zmenšuje. Aby nedocházelo ke ztrátě výkonnosti rypadla, je třeba současně se zmenšující se tloušťkou třísky zvyšovat rychlost otáčení výložníku a tím ztrátu výkonnosti kompenzovat. Dále je možné kompenzovat ztrátu výkonnosti střídavým nedotěžením třísky až do krajní polohy. V první třísce vytěžit materiál jenom v úhlu 60° a zbytek třísky, v úhlu 30° , odtěžit až s další třískou, kdy v tomto bodě díky zbytku o tloušťce $0,5 s_T$ nabývá zase tloušťka třísky téměř hodnoty s_T (viz obr. 36). Další možností eliminace srpovité ztráty výkonnosti změnou šířky (zúžením) těženého bloku.



Obrázek 36 – Vznik srpovité ztráty třísky a znázornění nedojíždění třísek

Střední měrná rozpojovací síla při uvažovaných parametrech rypadla:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (1)} \quad F_{\text{STC}} &= \frac{232 \cdot P - Q_h \cdot D \cdot \frac{\gamma}{2,14}}{\sqrt{Q_h \cdot D \cdot s_v + 1,57 D \cdot s_v \cdot r}} \cdot 0,981 = \\ &= \frac{232 \cdot 2\,300 - 3\,929 \cdot 14 \cdot \frac{1,7}{2,14}}{\sqrt{3\,929 \cdot 14 \cdot 75 + 1,57 \cdot 14 \cdot 75 \cdot 0,5}} \cdot 0,981 = \mathbf{168,32} \approx \underline{\underline{\mathbf{170 \, kN \cdot m^{-1}}}} \end{aligned}$$

Vypočtená hodnota měrné rozpojovací síly při zvolených parametrech odpovídá teoretickému výkonu rypadla.

Potřebná otočová rychlost na rypném orgánu (z okamžité výkonnosti):

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (2)} \quad Q_h &= H \cdot s_T \cdot v_o \cdot 60 \Rightarrow v_o = \frac{Q_h}{H \cdot s_T \cdot 60} = \\ \text{pro třísku } s_T &= 0,5 \, \text{m} \quad v_o = \frac{3\,929}{7 \cdot 0,5 \cdot 60} = \mathbf{18,71 \, m \cdot min^{-1}} = \underline{\underline{\mathbf{0,31 \, m \cdot s^{-1}}}} \\ \text{pro třísku } s_T &= 0,13 \, \text{m} \quad v_o = \frac{3\,929}{7 \cdot 0,13 \cdot 60} = \mathbf{71,95 \, m \cdot min^{-1}} = \underline{\underline{\mathbf{1,2 \, m \cdot s^{-1}}}} \end{aligned}$$

Kde pro zjednodušení uvažuji že:

- Výška lávky je stabilně cca 7 m
- Tloušťka třísky je hlavní proměnná a podle rozpojitelosti dobývaného materiálu kolísá od 0,5 m do 0,13 m
- Pohon otoče by měl být schopen pokrýt potřebný rozsah otáček – od nulových do max. 120% jmenovitých otáček motoru prostřednictvím měniče kmitočtu.
- Kompenzace srpovité ztráty výkonnosti při překročení úhlu 60° bude řešeno buď zvýšením otáček o max. 20% jmenovitých otáček, střídavým neodtěžováním třísky až do krajní polohy, kdy v první třísce bude vytěžen materiál jenom v úhlu 60° a zbytek v úhlu 30° bude odtěžen až s další třískou, nebo zúžením těženého bloku.

Potřebné otáčky otoče horní stavby:

ze vzorců (3) a (4)

pro třísku $s_T = 0,5 \, \text{m}$

$$\omega_o = \frac{v_o}{R} = \frac{0,31}{56,7} = 0,0055 \, \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}; n = \frac{\omega_o}{2\pi} = \frac{0,0055}{2\pi} = 0,0009 \, \text{s}^{-1} = \underline{\underline{\mathbf{0,0525 \, min^{-1}}}}$$

pro třísku $s_T = 0,13 \, \text{m}$

$$\omega_o = \frac{v_o}{R} = \frac{1,2}{56,9} = 0,0211 \, \text{rad} \cdot \text{s}^{-1}; n = \frac{\omega_o}{2\pi} = \frac{0,0211}{2\pi} = 0,0034 \, \text{s}^{-1} = \underline{\underline{\mathbf{0,2013 \, min^{-1}}}}$$

3.2. Základní výpočet pohonu otoče velkstroje pro maximální pracovní sklon 7 %

Pro výpočet jmenovitého výkonu pohonu otoče kontinuálně pracujících dobývacích strojů se uvažují následující statické momenty odporu:

Vzorce z [1]; [2]

Statické momenty odporu:

$$M_{st} = \sum_{i=1}^n M_i = M_b + M_n + M_t + M_v \quad [\text{kNm}] \quad (6)$$

Kde:

$M_b [\text{kNm}]$	moment odporu od boční rozpojovací síly
$M_n [\text{kNm}]$	moment odporu od náklonu otočné horní stavby
$M_t [\text{kNm}]$	moment pasivních odporů otoče
$M_v [\text{kNm}]$	moment odporu větru

Moment odporu od boční rozpojovací síly:

$$M_b = F_b \cdot r_b \quad [\text{kNm}] \quad (7)$$

Kde:

$F_b [\text{kN}]$	boční rozpojovací síla
$r_b [\text{m}]$	rameno působíště boční rozpojovací síly (k ose otoče horní stavby)

Pro velikost boční rozpojovací síly platí:

a) Pro písčité (homogenní) horniny:

$$F_b = F_r \cdot \frac{v_o}{v} \cdot c \quad [\text{kN}] \quad (8)$$

Kde:

$F_r [\text{kN}]$	rozpojovací síla
$v_o [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost otoče
$v [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	obvodová rychlost kola
$c [-]$	součinitel boční rozpojovací síly, empiricky zjištěný (1,0 ÷ 1,3)

b) Pro jílovité (nehomogenní) horniny empiricky zjištěné hodnoty:

Tabulka 1 – Hodnoty součinitele boční rozpojovací síly pro nehomogenní horniny [1]

	<i>Poměr rozpojovacích sil $\frac{F_b}{F_r}$ (pro $c \cdot \frac{v_o}{v} = 0,03$ až $0,15$); Poměr tloušťky a šířky třísky $\psi = \frac{s_T}{b_T}$ (optim. $\cong 1,45$)</i>		
	<i>0,5 až 1,5</i>	<i>1,5 až 2,5</i>	<i>2,5 až 4,0</i>
<i>Lehké jíly</i>	<i>0,2</i>	<i>0,25</i>	<i>0,35</i>
<i>Těžké jíly</i>	<i>0,35</i>	<i>0,4</i>	<i>0,5</i>
<i>Jílovce, prachovce</i>	<i>0,5</i>	<i>0,55</i>	<i>0,65</i>
<i>Pozn.: Pro extrémně těžké podmínky je poměr $F_b / F_r = 0,8$ až $0,9$</i>			

Moment odporu od náklonu otočné horní stavby:

$$M_n = (G_{hs} + G_m) \cdot e \cdot \sin \delta \cdot g \quad [\text{kNm}] \quad (9)$$

Kde:

$G_{hs} [t]$	<i>hmotnost otočné horní stavby</i>
$G_m [t]$	<i>hmotnost těživa</i>
$e [m]$	<i>excentricita (působíště výslednice sil z horní stavby)</i>
$\delta [^\circ]$	<i>náklon otočné horní stavby (respektive dobývacího stroje)</i>
$g [m \cdot s^{-2}]$	<i>gravitační zrychlení</i>

Moment pasivních odporů otoče:

$$M_t = (G_{hs} + G_m) \cdot \frac{D_o}{d_k} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_e \cdot g \cdot 10^3 \quad [\text{kNm}] \quad (10)$$

Kde:

$D_o [m]$	<i>střední průměr otoče horní stavby (kulové dráhy)</i>
$d_k [m]$	<i>průměr koulí</i>
$f_v [mm]$	<i>součinitel valení ($0,4 \div 1,0$)</i>
$f_p [-]$	<i>součinitel prokluzu koulí ($1,1 \div 1,25$)</i>
$f_e [-]$	<i>součinitel excentricity zatížení kulové dráhy ($1,0 \div 1,2$)</i>

Moment odporu větru:

$$M_v = P_v \cdot 10^3 \cdot \sum_{i=1}^n S_i \cdot r_{iv} \text{ [kNm]} \quad (11)$$

Kde:

$P_v \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}]$ tlak větru

$S_i \text{ [m}^2]$ dílčí plocha otočné horní stavby vystavená větru

$r_{iv} \text{ [m]}$ dílčí rameno působíště síly větru (ke středu otoče)

Tlak větru:

$$P_v = \frac{\rho_{vz} \cdot v_v^2}{2} \text{ [N} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (12)$$

Kde:

$v_v \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ rychlost větru

$\rho_{vz} \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ měrná hmotnost vzduchu

Jmenovitý výkon pro pohon otoče je pak dán vztahem:

$$P = \frac{M_{St}}{\eta_m} \cdot \omega_o \text{ [kW]} \quad (13)$$

Kde:

$\omega_o \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-1}]$ úhlová rychlost otoče ($\omega_o = 2\pi \cdot n_o$)

$n_o \text{ [s}^{-1}]$ otáčky otoče

$\eta_m \text{ [-]}$ mechanická účinnost pohonu otoče (0,45 ÷ 0,65)

Při výpočtu maximálního výkonu pohonu otoče potřebného ke konci rozběhu je nutné uvažovat i dynamický moment odporu (M_d):

$$M_d = I \cdot \frac{\omega_o}{t_r} \cdot 10^3 \text{ [kNm]} \quad (14)$$

Kde:

$I = \sum_{i=1}^n I_i \text{ [kgm}^2]$ celkový moment setrvačnosti horní otočné části (součet) dílčích momentů setrvačnosti $I_i = G_i \cdot r_i^2 \text{ [kgm}^2]$

$G_i \text{ [kg]}$ dílčí hmotnost části stroje

$r_i \text{ [m]}$ dílčí poloměr položení součásti otočné horní stavby od středu otoče

$t_r [s]$ čas rozběhu otoče

Celkový moment setrvačnosti horní otočné části (I) lze stanovit i orientačně podle empirického vztahu:

$$I = k \cdot G_{hs}^{\frac{5}{3}} \cdot g \quad [\text{kgm}^2] \quad (15)$$

Kde:

$G_{hs} [kg]$ hmotnost horní otočné stavby

$k [-]$ součinitel momentu setrvačnosti ($0,09 \div 0,125$)

U cyklicky pracujících dobývacích strojů se uvažuje s celkovým momentem odporů:

$$M_c = M_{St} + M_d \quad [\text{kNm}] \quad (16)$$

Z provedených měření vyplývá, že M_{St} tvoří 15% a M_d 85% celkového momentu odporu M , takže platí: $M_c = 1,17 M_d \quad [\text{kNm}]$

Maximální výkon pro pohyb otoče (na konci rozběhu) je dán vztahem:

$$P_{max} = 1,17 \cdot \frac{I \cdot \omega_o^2}{t_r} \cdot 10^3 \quad [\text{kW}] \quad (17)$$

Výpočet: (hodnoty základní parametrů převzaté z kap. 2.1 a 2.2)

Moment pasivních odporů otoče:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (11)} \quad M_t &= (G_{hs} + G_m) \cdot 10^3 \cdot \frac{D_o}{d_k} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_e \cdot g \cdot 10^3 \\ &= (3000 + 36) \cdot 10^3 \cdot \frac{14,572 + 14,906}{0,15} \cdot 0,0004 \cdot 1,15 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \\ &= 2,962 \cdot 10^6 \text{ Nm} = \underline{\underline{2,962 \cdot 10^3 \text{ kNm}}} \end{aligned}$$

Kde uvažuji že:

- Zatížení dopravovaným materiálem v kolese je obsaženo v obvodové rýpací síle [9]
- Pro hmotnost těživa G_m na dopravníku kolesového výložníku v délce 50 m o šíři 2 m uvažuji 20 m^3 materiálu
- $G_m = (20 \cdot 1,7) + 2 \text{ t}$ nálepy těžného materiálu = 36t

Moment odporu od náklonu otočné horní stavby:

$$\begin{aligned}
\text{ze vzorce (9)} \quad M_n &= (G_{hs} + G_m) \cdot e \cdot \sin \delta \cdot g \\
&= (3000 + 36) \cdot 10^3 \cdot 0,6 \cdot \sin 4^\circ \cdot 9,81 \\
&= 1,2499 \cdot 10^6 \text{ Nm} = \underline{\underline{1,2499 \cdot 10^3 \text{ kNm}}}
\end{aligned}$$

Velikost boční rozpojovací síly:

$$\text{ze vztahu (8b)} \quad F_b = F_r \cdot 0,85 = 170 \cdot 0,85 = \underline{\underline{144,5 \text{ kN}}}$$

Kde uvažuji:

- Extrémně těžké geologické podmínky těžby \Rightarrow pro výpočet tedy použiji poměr $F_b / F_r = 0,8$ až $0,9$ (viz tab. 2).

Moment odporu od boční rozpojovací síly:

$$\text{ze vzorce (8)} \quad M_b = F_b \cdot r_b = 144,5 \cdot 57 = \underline{\underline{8,2365 \cdot 10^3 \text{ kNm}}}$$

Kde uvažuji že:

- rameno působíště boční rozpojovací síly r_b k ose otoče horní stavby je poloměr kola + délka výložníku od středu stroje = 57 m (7 m + 50 m)

Tlak větru:

$$\text{ze vzorce (12)} \quad P_v = \frac{\rho_{vz} \cdot v_v^2}{2} = \frac{1,225 \cdot 20^2}{2} = \underline{\underline{245 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}}}$$

Moment odporu větru:

$$\begin{aligned}
\text{ze vzorce (11)} \quad M_v &= P_v \cdot \sum_{i=1}^n S_i \cdot r_{iv} = 245 \cdot (154 \cdot 50 + 120 \cdot 40) = 3,0625 \cdot 10^6 \text{ Nm} \\
&= \underline{\underline{3,0625 \cdot 10^3 \text{ kNm}}}
\end{aligned}$$

Kde uvažuji z návětrné strany:

- plochu kola $S_1 = 154 \text{ m}^2$ a rameno působíště síly větru do středu kola $r_{1v} = 50 \text{ m}$
- plochu strojovny s protizávažím $S_2 = 120 \text{ m}^2$ a rameno působíště síly větru $r_{2v} = 40 \text{ m}$

Statické momenty odporu:

$$\text{ze vzorce (6)} \quad M_{St} = \sum_{i=1}^n M_i = M_b + M_n + M_t + M_v = 8,2365 \cdot 10^3 + 1,2499 \cdot 10^3 + 2,962 \cdot 10^3 + 3,0625 \cdot 10^3 = \underline{\underline{15,510 \cdot 10^3 \text{ kNm}}}$$

Celkový moment setrvačnosti horní otočné části (orientačně dle empirického vztahu):

$$\text{ze vzorce (15)} \quad I = k \cdot G_{hs}^{\frac{5}{3}} \cdot g = 0,1 \cdot 3\,000\,000^{\frac{5}{3}} \cdot 9,81 = \underline{\underline{6,122 \cdot 10^{10} \text{ kgm}^2}}$$

Jmenovitý výkon pro pohon otoče:

$$\text{ze vzorce (13)} \quad P = \frac{M_{St}}{\eta_m} \cdot \omega_o = \frac{15,510 \cdot 10^3}{0,6} \cdot 0,0211 = 544,819 \sim \underline{\underline{545 \text{ kW}}}$$

Kde uvažuji:

- max. úhlovou rychlost otoče ω_o pro třísku s_T 0,13 m při max. otáčkách 0,2013 min⁻¹

Dynamický moment odporu:

$$\text{ze vzorce (14)} \quad M_d = I \cdot \frac{\omega_o}{t_r} = 6,122 \cdot 10^{10} \cdot \frac{0,0211}{6} = \underline{\underline{2,150 \cdot 10^5 \text{ kNm}}}$$

Celkový moment odporů u cyklicky pracujících dobývacích strojů:

$$\text{ze vzorce (16)} \quad M_C = M_{St} + M_d = 15,510 \cdot 10^3 + 2,150 \cdot 10^5 = \underline{\underline{2,305 \cdot 10^5 \text{ kNm}}}$$

Maximální výkon pro pohyb otoče na konci rozběhu:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (17)} \quad P_{max} &= 1,17 \cdot \frac{I \cdot \omega_o^3}{t_r} = 1,17 \cdot \frac{6,122 \cdot 10^{10} \cdot (0,0211)^3}{6} \\ &= 111\,748 \text{ W} = \underline{\underline{111,748 \text{ kW}}} \end{aligned}$$

3.3. Konstrukční návrh pohonu

Z výsledků předchozí kapitoly vyplývá, že pro uvedení horní stavby do otáčivého pohybu je třeba vyvinout točivý moment min. o výkonu cca 545 kW. Jako vhodný pohon otoče volím kombinaci šesti vertikálních pohonů. Pohon se skládá z elektromotoru 1LG4 316-6 a čtyřstupňové planetové převodovky typu OK 000978.

Touto kombinací dosáhnou celkového jmenovitého výkonu otoče 600 kW. Tím bude pohon otoče v rozumné míře předimenzován pro případ mimořádného a nahodilého přetížení či bočního nárazu kola. Jedná se o rypadlo do nejtvrděších geologických poloh a pohyb otočí je hlavní pracovní pohyb stroje, takže mírné předimenzování pohonů otoče je nezbytné. V případě poruchy jedné z převodovek bude možné, v závislosti na lokálních geologických podmínkách konkrétního skrývkového řezu a fyzického stavu a opotřebení kulové dráhy, provozovat rypadlo za plného či mírně sníženého výkonu s pěti pohony.

3.3.1. Základní technické parametry pohonu

- jmenovitý výkon $P = 100 \text{ kW}$
- maximální výkon $P_{\max} = 132 \text{ kW}$
- vstupní otáčky $n_1 = 988 \text{ min}^{-1}$
- převodový poměr $i = 250$
- výstupní otáčky $n_2 = 3,952 \text{ min}^{-1}$

3.3.2. Konstrukční provedení motoru

Z katalogu K15-1010 CZ SIEMENS (str. 3/1) Volím trojfázový asynchronní motor s rotorem nakrátko 1LG4 316-6AA-Z+A60+L27+G17.

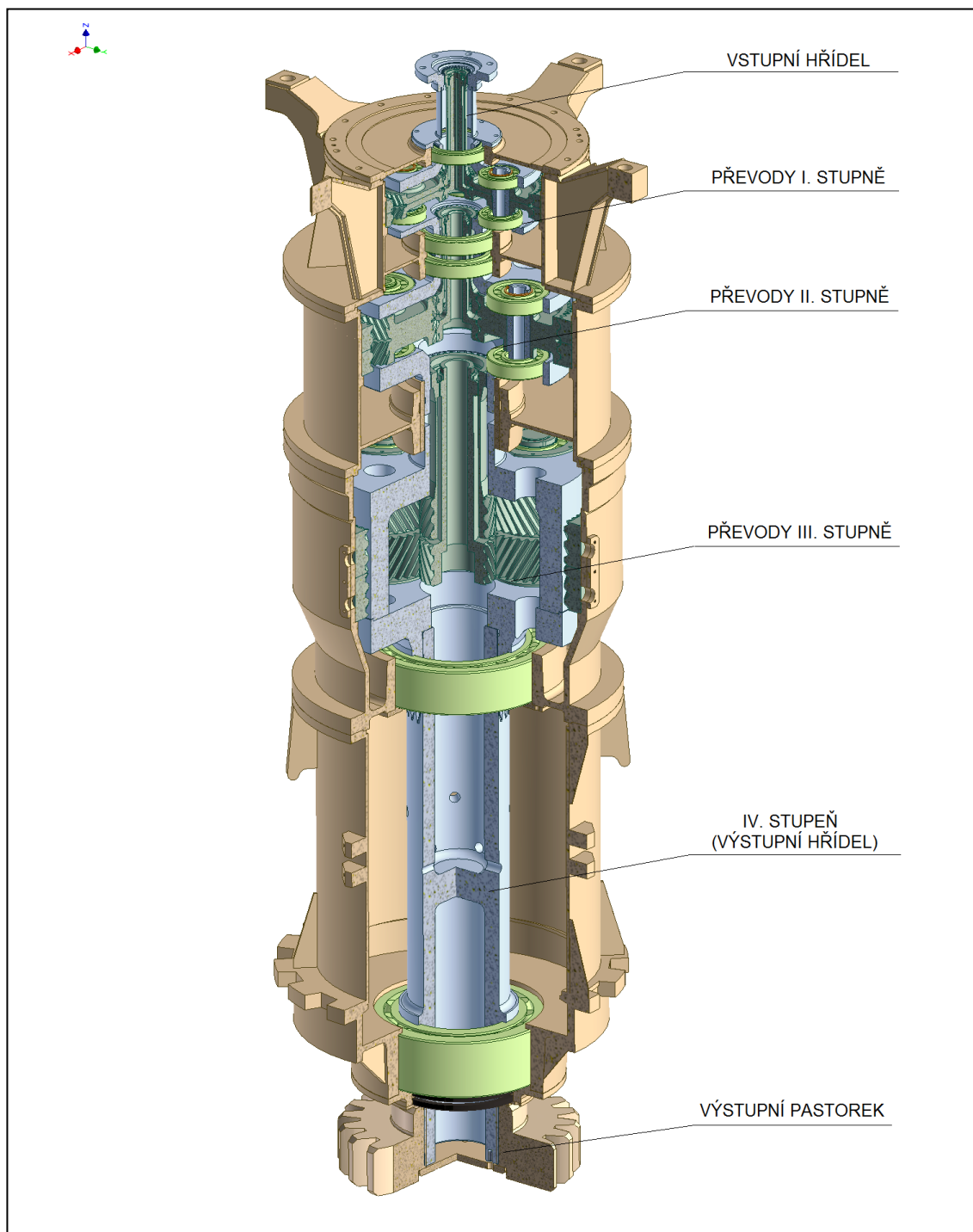
- 400 V / 50 Hz
- Velikost 315L
- Šestipólový
- $P = 110 \text{ kW}$
- $n_m = 988 \text{ min}^{-1}$
- IM V1 – provedení příruba se stříškou

Motor bude provozován v režimu změn otáček pomocí měniče kmitočtu. Běžné katalogové parametry motoru jsou uváděny při předpokladu provozu na síti s kmitočtem 50 Hz. Při napájení z měniče kmitočtu je nutno tuto skutečnost zohlednit a vyspecifikovat zvláštní provedení formou doplňkového značení:

- +L27 – izolované ložisko na straně ventilátoru je nezbytná ochrana ložisek před ložiskovými proudy při použití měniče kmitočtu. Ložiska mohou být buď s oxidovou keramickou izolací na vnějším kroužku, nebo s valivými elementy z oxidové keramiky (nitrid křemíku).
- +G17 – cizí ventilace. Při provozování motoru při snížených otáčkách pomocí měniče kmitočtu, dochází k problémům s přehříváním motoru, jeho ochlazováním a ztrátou výkonnosti. Proto je nutné motor doplnit o přídavné chlazení pomocí externího ventilátoru.
- +A60 – ochrana a monitorování motoru třemi tepelnými odporovými senzory PT 100, zabudovanými ve vinutí
- Pokud by měl být motor provozován při zvýšených otáčkách při kmitočtu nad 60 Hz, bylo by nezbytné navíc doplnit motor o zvláštní vyvážení rotoru ke snížení vibrací.

3.3.3. Konstrukční uspořádání převodovky

Jde o čtyřstupňovou planetovou převodovku s konstantním převodovým poměrem typu reduktor, s vysokou účinností, zajišťující silový převod. Její úsporné planetové uspořádání umožňuje maximální využití prostoru skříně a poskytuje relativně malé zástavbové rozměry.



Obrázek 37 – 3D model čtyřstupňové planetové převodovky otoče OK 000978

I když se jedná o čtyřstupňovou převodovku, ve skutečnosti, z hlediska změny převodového poměru ve skříní, jde o převod třístupňový. Čtvrtý stupeň je tvořen výstupním hřídelem s výstupním pastorkem, určeným k záběru do ozubeného věnce otoče (viz obr. 37).

Na vstupní hřídel přiváděný výkon se větví do několika toků, což vede k rovnoměrnějšímu rozložení sil a nižšímu zatížení hlavních ložisek a ozubených kol. Díky tomu je možné použít přijatelné menší moduly ozubení a soukolí s vnitřním ozubením zvyšuje únosnost a účinnost převodovky. Přenos krouticího momentu zajišťují čelní ozubená kola se šikmým ozubením. Boky zubů tvoří šroubové plochy se stejným sklonem a smysl stoupání je spoluzabírajících kol opačný. Zuby na kolech se šikmým ozubením přenášejí záběr pozvolna a plynule od jednoho čela ozubeného kola ke druhému. Záběr nenastává náhle v celé délce zubu, jako je to u přímého ozubení. To se pozitivně projevuje klidnějším a tišším chodem převodovky.

Všechny záběry planetových soukolí jsou mazány tlakovým olejem, dodávaným z mazacího agregátu, obvykle uloženého na čtvrtém stupni tělesa převodovky. Všechna valivá ložiska satelitů i unášečů jsou mazána rozprášeným olejem.

Výhody a nevýhody volby planetové převodovky

Výhody:

- Vysoký převodový poměr při relativně malých zástavbových rozměrech
- Vysoký výkon a vysoká účinnost cca 90%
- Vysoká spolehlivost a dlouhá životnost
- Nízká hlučnost

Nevýhody:

- Větší složitost zvyšující pořizovací cenu převodovky
- Vysoká náročnost na přesnost výroby a montáže

3.3.4. Kontrola zvolených uzlů převodovky

Při řešení výpočtů vycházím ze zjednodušujících předpokladů [4] a vztahů [3]:

- Ozubená kola jsou homogenní válcová tělesa o průměru rovném průměru roztečné kružnice;
- Moment setrvačnosti hřídelů, ložisek apod. se zanedbává;
- Pastorky a kola mohou být vyrobeny i z navzájem různých materiálů (o různé měrné hmotnosti);
- Spoluzabírající kola mají stejnou šířku;
- Zuby všech spoluzabírajících kol jsou stejně mechanicky namáhány;
- Je znám modul ozubení na vstupním pastorkovém stupni;
- Všechny pastorky jsou vyrobeny ze stejného materiálu.

Z hlediska namáhání je nejvíce zatěžován výstupní hřídel, který je nejdelší a jehož pastorek zabírá do ozubeného věnce otoče a otáčí horní stavbou rypadla. Přenáší nejvyšší krouticí moment, je namáhán v krutu a ohybu a reakce ze zatížení se přenášejí do ložisek, ve kterých je uložen.

Krouticí momenty na jednotlivých stupních převodovky:

$$M_{K1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_1}{2\pi \cdot n_1} \quad [\text{Nm}] \quad (18)$$

$$M_{K2} = M_{K1} \cdot i \quad [\text{Nm}] \quad (19)$$

Kde:

P_1 [kW]	jmenovitý výkon
ω_1 [rad · s ⁻¹]	úhlová rychlost
n_1 [s ⁻¹]	vstupní otáčky
i [-]	převodový poměr

Otáčky na jednotlivých stupních převodovky:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} \quad [\text{s}^{-1}] \quad (20)$$

VýpočetVstupní otáčky:

$$n_1 = 988 \text{ min}^{-1} = \underline{\underline{16,467 \text{ s}^{-1}}}$$

Výstupní otáčky výstupního pastorku:

$$\text{ze vzorce (20)} \quad n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{16,467}{250} = \underline{\underline{0,066 \text{ s}^{-1}}}$$

Výstupní otáčky horní stavby rypadla:

$$\text{ze vzorce (20)} \quad n_3 = \frac{n_2}{i_o} = \frac{0,066}{250} = \underline{\underline{0,0034 \text{ s}^{-1}}}$$

Krouticí moment na vstupu:

$$\text{ze vzorce (18)} \quad M_{K1} = \frac{P_1}{2\pi \cdot n_1} = \frac{110 \cdot 10^3}{2\pi \cdot 16,47} = \underline{\underline{1\,063,18 \text{ Nm}}}$$

Krouticí moment výstupního pastorku:

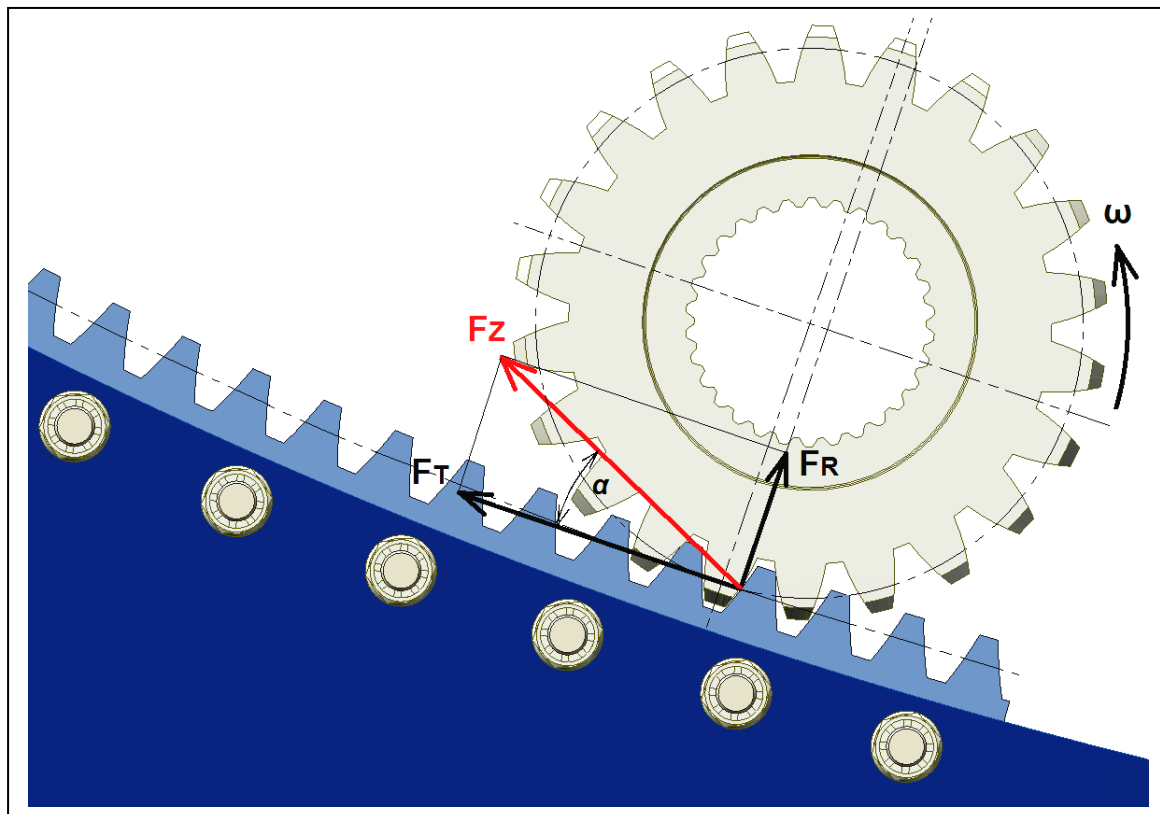
$$\text{ze vzorce (19)} \quad M_{K2} = M_{K1} \cdot i = 1\,063,18 \cdot 250 = \underline{\underline{265\,795,2 \text{ Nm}}}$$

Krouticí moment horní stavby rypadla:

$$\text{ze vzorce (19)} \quad M_{K3} = M_{K2} \cdot i_o = 265\,795,2 \cdot 19,64 = \underline{\underline{5\,219\,251,17 \text{ Nm}}}$$

Kontrola ložisek

Převodovka má souměrně rozložené planety, to vede k rovnoměrnějšímu rozložení sil a hlavní ložiska všech otočných členů, vyjma planet, nejsou radiálně zatížena, neboť síly na ně působící jsou silové dvojice (momenty). Pro uložení unášeců a satelitů jsou použita jednořadá kuličková a válečková ložiska. Pro uložení výstupního hřídele, který je namáhán kombinovaným, radiálně axiálním zatížením a je náchylný k průhybu, jsou použita dvouřadá soudečková ložiska. Vlivem odvalování pastorku (hnacího ozubeného kola) v ozubeném věnci je výsledná zatěžující síla složená z radiální a obvodové síly (viz obr. 38)



Obrázek 38 – Schéma sil působících na soukolí hnací ozubené kolo / ozubený věnec

Obvodová síla F_T :

$$F_T = \frac{M_{K2}}{\frac{D_4}{2}} = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_4} \quad [\text{N}] \quad (21)$$

Kde:

$D_4 [m]$ průměr roztečné kružnice hnacího ozubeného kola

Radiální síla F_R :

$$F_R = F_T \cdot \tan \alpha \quad [\text{N}] \quad (22)$$

Výsledná zatěžující síla F_z :

$$F_z = \frac{F_T}{\cos \alpha} \quad [\text{N}] \quad (23)$$

Výpočet

Obvodová síla F_T :

$$\text{ze vzorce (21)} \quad F_T = \frac{2 \cdot M_{K2}}{D_4} = \frac{2 \cdot 213\,154}{0,704} = 755\,099,99 \, N = \underline{\underline{755,1 \, kN}}$$

Radiální síla F_R :

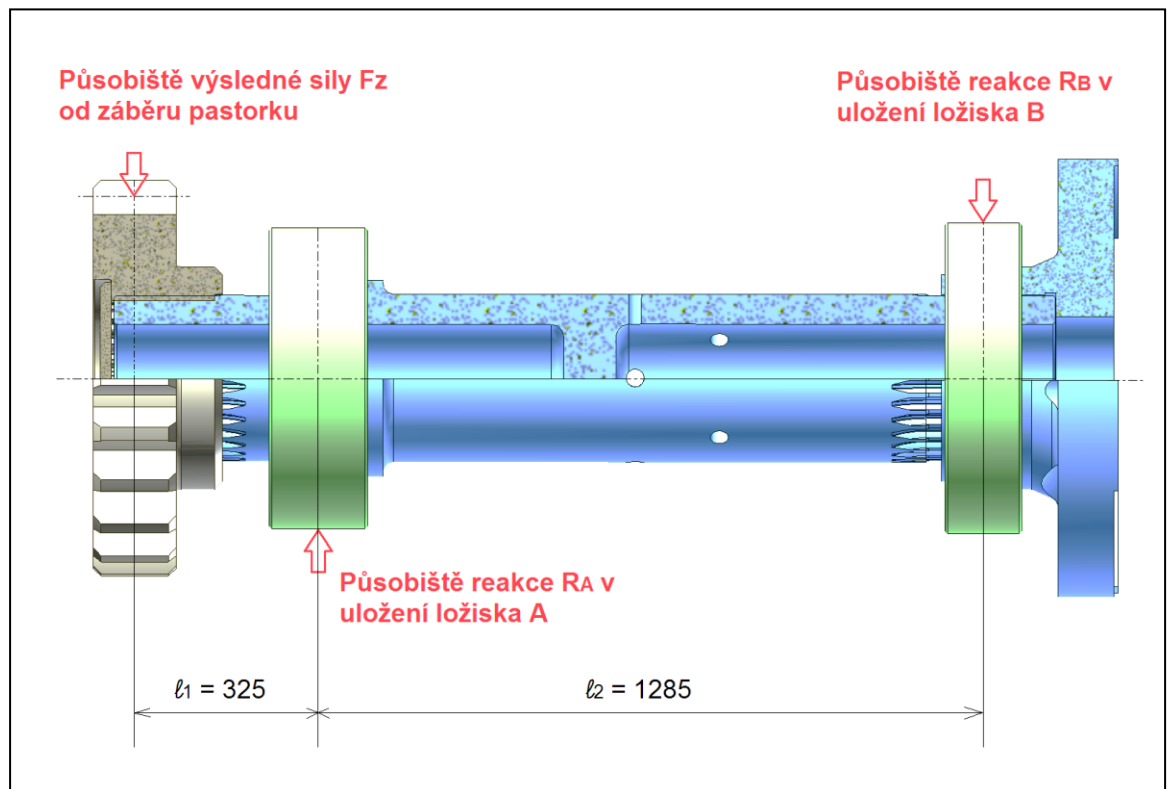
$$\text{ze vzorce (22)} \quad F_R = F_T \cdot \tan \alpha = 755,1 \cdot \tan 20 = \underline{\underline{273,83 \, kN}}$$

Výsledná zatěžující síla F_Z :

$$\text{ze vzorce (23)} \quad F_Z = \frac{F_T}{\cos \alpha} = \frac{755,1}{\cos 20} = \underline{\underline{803,56 \, kN}}$$

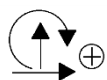
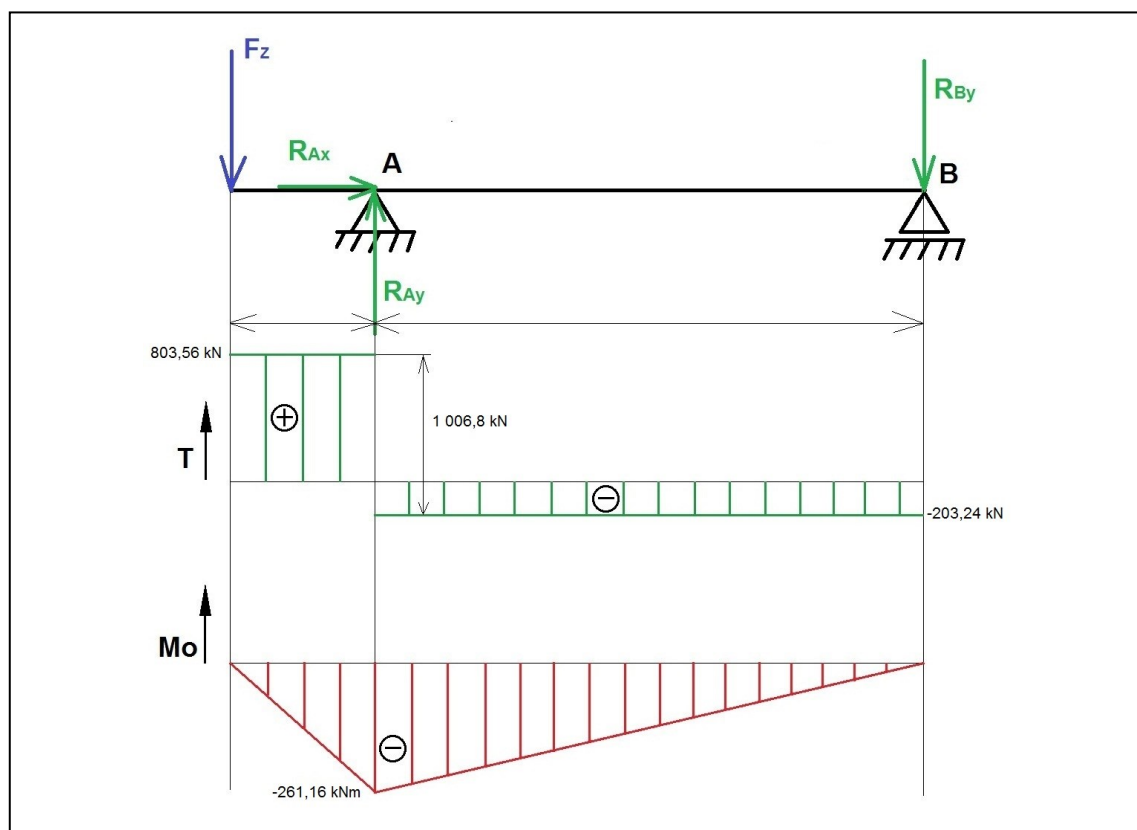
Rozbor působení sil na hřídel

Hřídel přenáší na výstupní pastorek krouticí moment M_{K2} a v místě záběru pastorku do ozubeného věnce působí síla proti směru otáčení F_Z . Reakce této síly je zachycena v podporách, kterými jsou ložiska.



Obrázek 39 – Působíště sil na výstupním hřídeli

Výpočet reakcí a ohybového momentu



Obrázek 40 – Grafický rozklad sil na výstupním hřídeli

$$\sum F_x = R_{Ax} = 0 \text{ [kN]}$$

$$\sum F_y = -F_z + R_{Ay} - R_{By} = 0 \rightarrow R_{Ay} = F_z + R_{By} \text{ [kN]}$$

$$\sum M_{oA} = -F_z \cdot l_1 + R_{By} \cdot l_2 = 0 \rightarrow R_{By} = \frac{F_z \cdot l_1}{l_2} \text{ [kN]}$$

$$R_{By} = \frac{803,56 \cdot 0,325}{1,285} = \underline{\underline{203,24 \text{ kN}}}$$

$$R_{Ay} = 803,56 + 203,24 = \underline{\underline{1\,006,8 \text{ kN}}}$$

$$\text{Kontrola } \sum F_y = 0 = -F_z + R_{Ay} - R_{By} = -803,56 + 1\,006,8 - 203,24 = 0$$

Ohybový moment:

$$M_{oAy} = -F_z \cdot l_1 = -803,56 \cdot 0,325 = \underline{\underline{-261,16 \text{ kNm}}}$$

Radiální zatížení ložisek vyplývá z velikosti reakcí R_A a R_B v podporách A a B, velikost axiálního zatížení v tomto konstrukčním případě zanedbávám. Větší reakce je v podpoře A, takže nejvíce zatěžované je ložisko na straně výstupního pastorku, které zatěžují největší síly od největšího krouticího momentu na pastorku a také ohybového momentu. Z toho vyjde při kontrole životnosti ložiska. Vzorce z [3]

Trvanlivost ložiska:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^a \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} \quad [\text{h}] \quad (24)$$

Kde:

a [-] exponent typu ložiska (kuličkové = 3, ostatní = 3,333)

C [N] dynamická únosnost zvoleného ložiska
(použité ložisko SKF 23168 CC/W33 = 4 250 000 N)

n_2 [min^{-1}] otáčky výstupní hřídele

P_D [Nm] dynamické radiální zatížení

$$P_D = F_{\max} \cdot K_A \quad [\text{N}] \quad (25)$$

Kde:

F_{\max} [N] největší síla (či reakce) zatěžující ložisko

K_A [-] součinitel dynamických účinků (zohledňuje účinky dynamického přetížení ložiska při rozjezdu a dalších náhodných a nepředvídatelných zatížení za provozu)

Výpočet trvanlivosti ložiska:

$$\text{ze vzorce (25)} \quad P_D = F_{\max} \cdot K_A = R_{Ay} \cdot K_A = 1\,006\,795,81 \cdot 2 = \underline{\underline{2\,013\,591,6 \text{ N}}}$$

$$\text{ze vzorce (24)} \quad L_{10} = \left(\frac{C}{P_D}\right)^a \cdot \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{4\,250\,000}{2\,013\,591,6}\right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{3,952 \cdot 60} = \underline{\underline{50\,865 \text{ hodin}}}$$

Závěr: Minimální obvyklá životnost u této kategorie převodovek bývá 50 000 hodin. Nejvíce namáhané ložisko této převodovky má výpočtovou životnost téměř 51 tis. hodin, z toho lze soudit, že převodovka vyhovuje obvyklým nárokům na životnost.

Kontrola výstupního hřídele

Výstupní hřídel je dutý, což je výhodnější. Obecně platí, že pro přenos krouticího momentu jsou výhodnější duté hřídele, které při stejné hmotnosti přenesou podstatně vyšší krouticí moment, protože materiál okolo neutrální osy není využitý. Neutrální osa je středová osa, ve které nepůsobí žádné napětí. Vzorce z [3]; [2]

Pevnostní podmínka:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{DovK} \quad [\text{MPa}] \quad (26)$$

Kde:

$M_k [\text{Nm}]$	krouticí moment (M_{K2})
$W_k [\text{mm}^3]$	průřezový modul v krutu
$\tau_{DovK} [\text{MPa}]$	dovolené napětí v krutu

Průřezový modul v krutu pro dutý hřídel (trubku):

$$W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(D_h^4 - d_h^4)}{D_h} \quad [\text{mm}^3] \quad (27)$$

Kde:

$D_h [\text{mm}]$	vnější Ø hřídele
$d_h [\text{mm}]$	vnitřní Ø hřídele

Dovolené napětí v krutu pro ocel:

$$\tau_{DovK} = 0,63 \cdot \sigma_{Dovt} \quad [\text{MPa}] \quad (28)$$

Kde:

$\sigma_{Dovt} [\text{MPa}]$	dovolené napětí v tahu
------------------------------	------------------------

Dovolené napětí v krutu výstupního hřídele:

$$\text{ze vzorce (28)} \quad \tau_{DovK} = 0,63 \cdot \sigma_{Dovt} = 0,63 \cdot 850 = \underline{\underline{535,5 \text{ MPa}}}$$

Kde uvažuji:

- σ_{Dovt} = nejnižší pevnost v tahu materiálu hřídele 15 241.9 zušlechtěného na smluvní hodnotu 850 až 1000 MPa

Průřezový modul:

$$\text{ze vzorce (27)} \quad W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(325^4 - 210^4)}{325} = \underline{\underline{5\,565\,349,88 \text{ mm}^3}}$$

$$\text{ze vzorce (26)} \quad \tau_{kmax} = \frac{M_{K4}}{W_k} = \frac{265\,795,2 \cdot 10^3}{5\,565\,349,88} = \underline{\underline{47,76 \text{ MPa}}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola tepelného režimu

Při kontrole tepelného režimu vycházím z tepelné bilance převodovky, kdy platí, že teplo vytvořené celkovými ztrátami, které představuje ztrátový výkon P_{ZT} , musí být menší, než teplo odvedené povrchem převodovky do okolí. To vyjadřuje součinitel bezpečnosti K_t , pro který platí: Vzorce z [3]

$$K_t = \frac{Q}{P_{ZT}} > 1; \quad K_t = \frac{k_{pt} \cdot A \cdot (t_{max} - t_o)}{P_1 \cdot (1 - \eta_n)} > 1 \quad (29)$$

Kde:

$k [W \cdot m^2, K^{-1}]$	součinitel prostupu tepla, (15÷28) pro stabilní nižší, pro mobilní převodovky vyšší hodnoty
$A [m^2]$	teplosměnná plocha převodovky
$t_{max} [^\circ C]$	maximální teplota oleje
$t_o [^\circ C]$	teplota okolí (pracovního prostředí)
$\eta_n [-]$	mechanická účinnost převodovky se třemi planetovými soukolími

Kontrola tepelného režimu:

$$\text{ze vzorce (29)} \quad K_t = \frac{k_{pt} \cdot A \cdot (t_{max} - t_o)}{P_1 \cdot (1 - \eta_n)} = \frac{22 \cdot 14,137 \cdot (80 - 40)}{110\,000 \cdot (1 - 0,9)} = \underline{\underline{1,13}} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

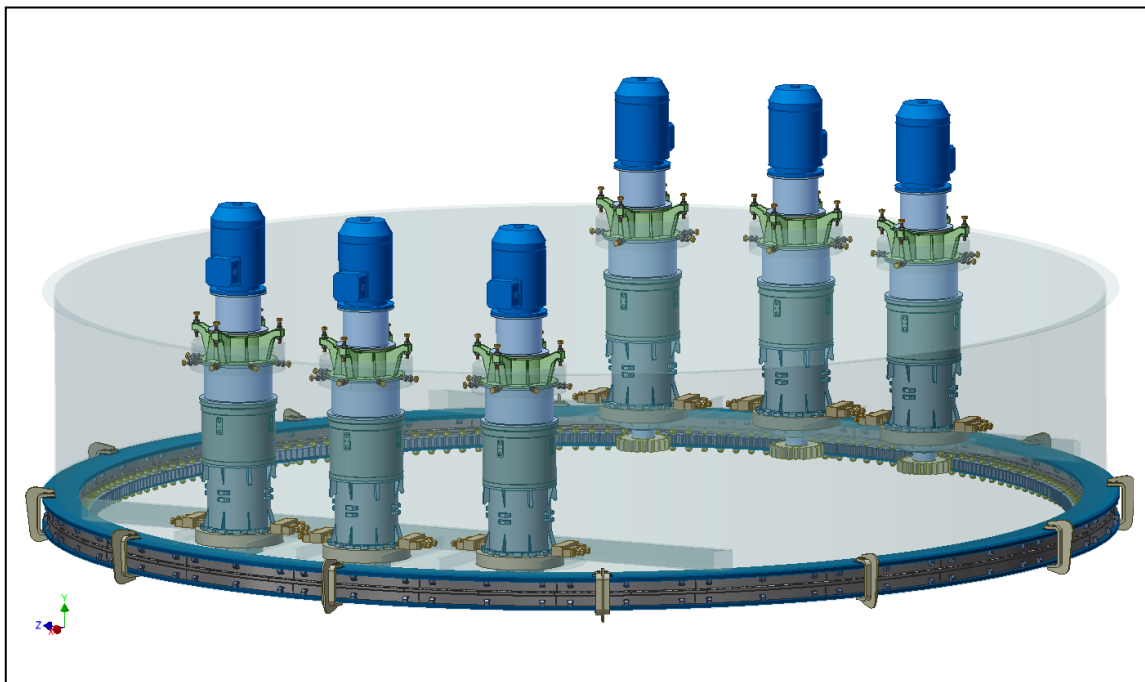
Kde uvažuji:

- Jako teplosměnnou plochu převodovky uvažuji pro zjednodušení povrch válce o průměru 1 m a délce 4 m.
- Maximální teplota oleje by podle výrobce planetových převodových skříní neměla přesáhnout o více než 50°C teplotu okolí. Teplota vzduchu v oblasti mírného klimatu +40°C. Nepředpokládám, že by horní stavba velkostroje, ve které je převodovka vertikálně zasunuta, byla sluncem zahřáta na více než 40°C. Jako max. teplotu převodovky volím bezpečnou hranici 80°C.

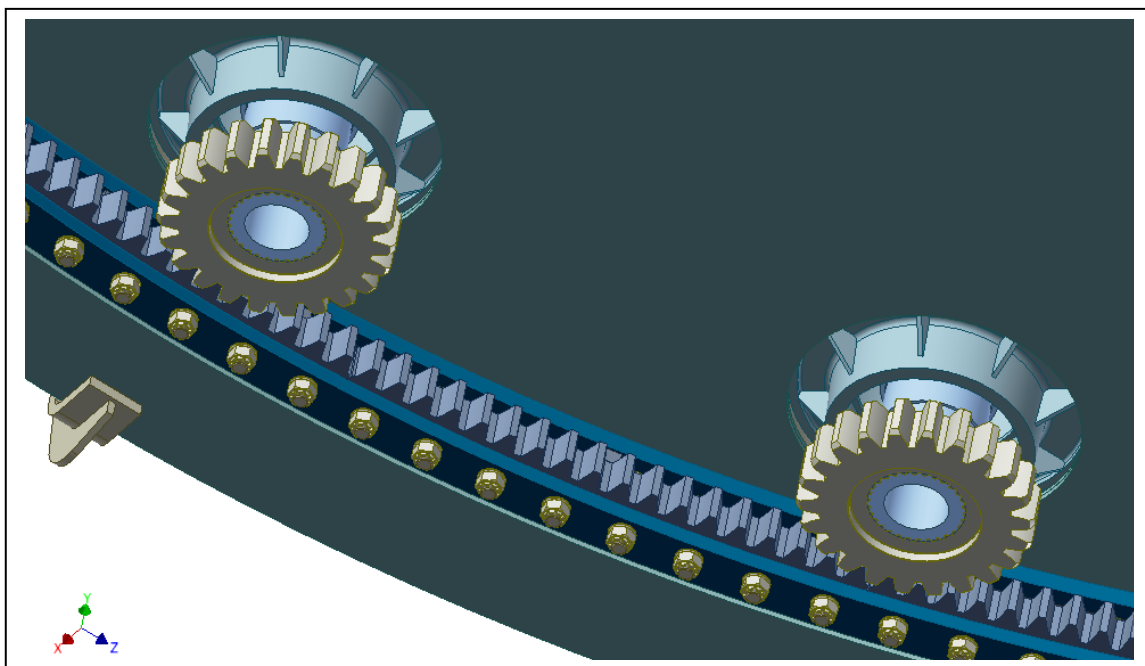
Závěr: Součinitel bezpečnosti K_t vyšel více než 1, olej převodovky není třeba chladit.

3.3.5. Návrh upevnění převodové skříně otoče s horní stavbou

Pohony jsou zapuštěny vertikálně v otočné horní stavbě rypadla (viz obr. 41) a svými výstupními pastorky zabírají do ozubeného věnce otoče, který je ukotvený pomocí šroubů do spodní stavby stroje (viz obr. 42).

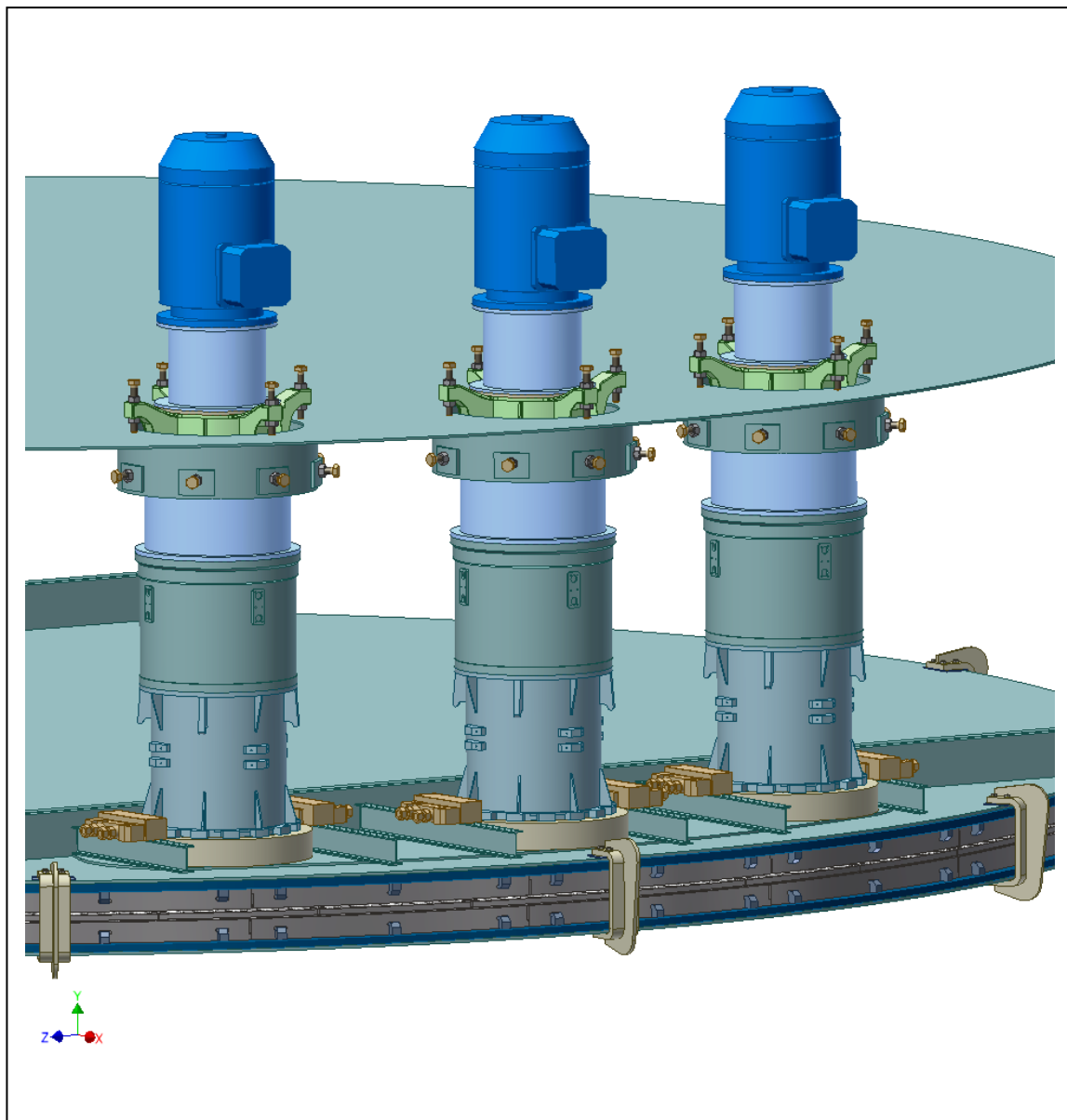


Obrázek 41 – 3D model uložení pohonů v otočné horní stavbě



Obrázek 42 – 3D model – pohled na pastorky zabírající do ozubeného věnce otoče

Pohony jsou zasunuty otvorem skrz ocelovou konstrukci horní stavby a kotevní šrouby aretační vertikální polohy, která jsou součástí pláště I. stupně převodovky, se zapírají do vrchní horizontální desky horní stavby (viz obr. 43).

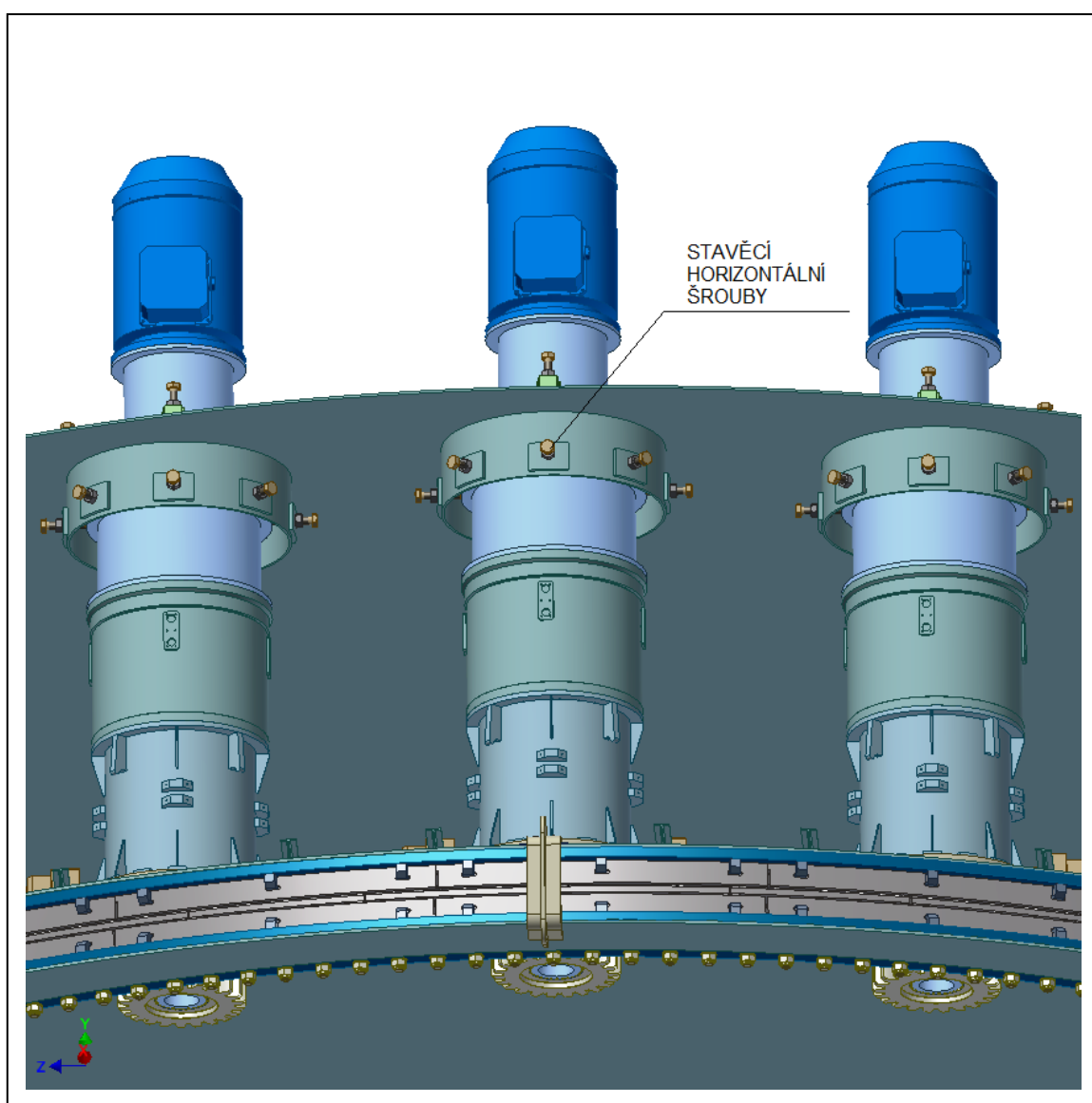


Obrázek 43 – 3D model – pohled na zapuštěné pohony v horní stavbě

Po zasunutí pohonů do otvorů v horní stavbě rypadla je nezbytné, ještě před uvedením do provozu, převodovky řádně ustavit a nastavit zubovou vůli mezi výstupním pastorkem převodovky a ozubeným věncem kulové dráhy.

3.3.6. Horizontální ustavení převodovky pohonu a osová aretace

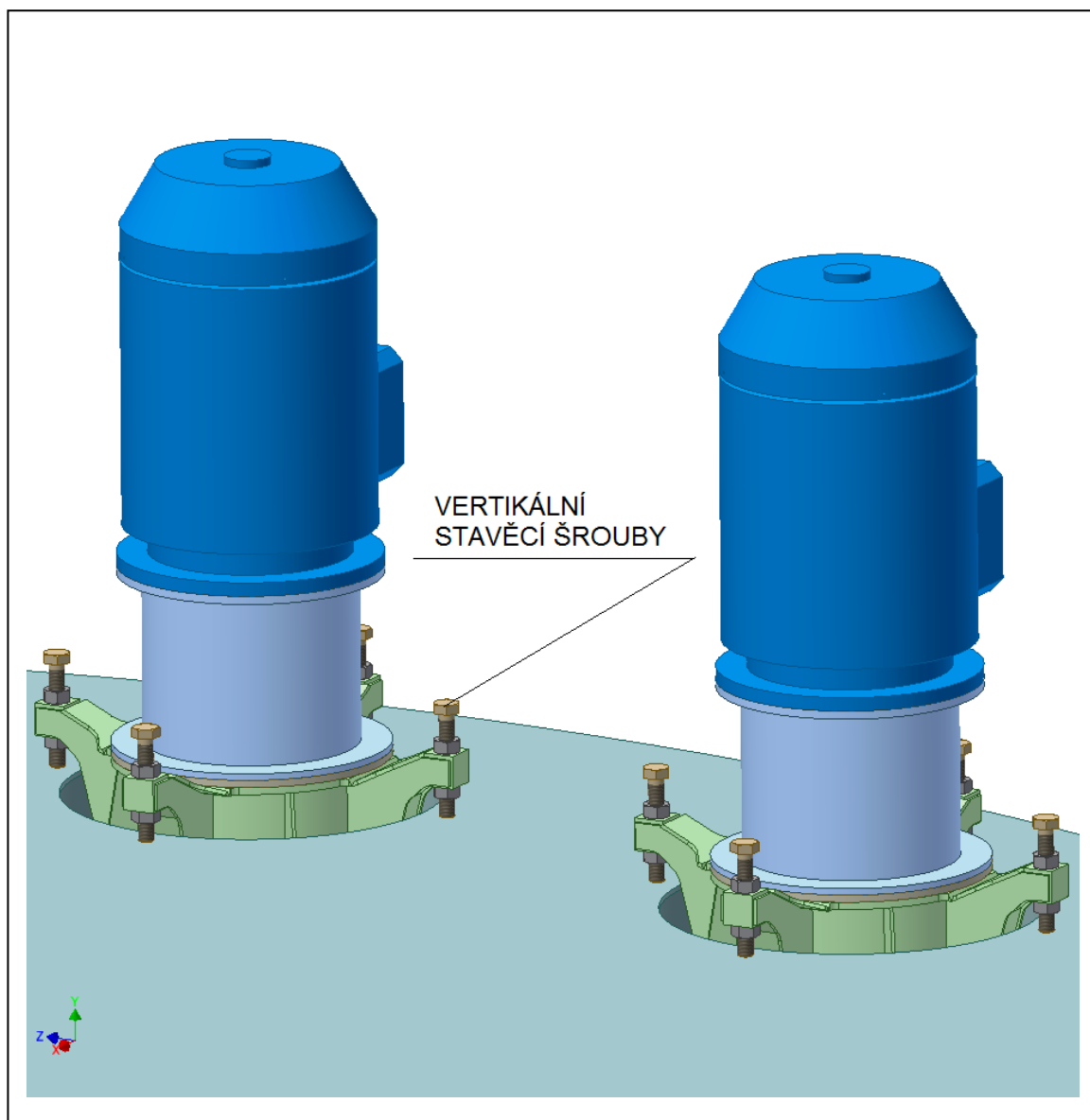
Horizontální ustavení převodovky pohonu se provede natočením celého pohonu, kdy pomocí excentrické příruby na plášti posledního, IV. stupně převodovky, nastavíme správný záběr zubů pastorku do zubů vnitřního ozubení věnce kulové dráhy otoče rypadla. Mezi zuby pastorku a ozubeného věnce má být obvykle minimální vůle 1 až 2 mm. Osová aretace se provede dotažením stavěcích horizontálních šroubů, nacházejících se v prostupu horní stavbou. Stavěcí šrouby zabírají na přírubu mezi prvním a druhým stupněm převodovky (viz obr. 44) a tím se převodovka vystředí do svislé osy a zajistí se proti dalšímu odklonění od osy.



Obrázek 44 – 3D model – pohled na osovou aretaci stavěcími horizontálními šrouby

3.3.7. Aretace vertikální polohy pohonu

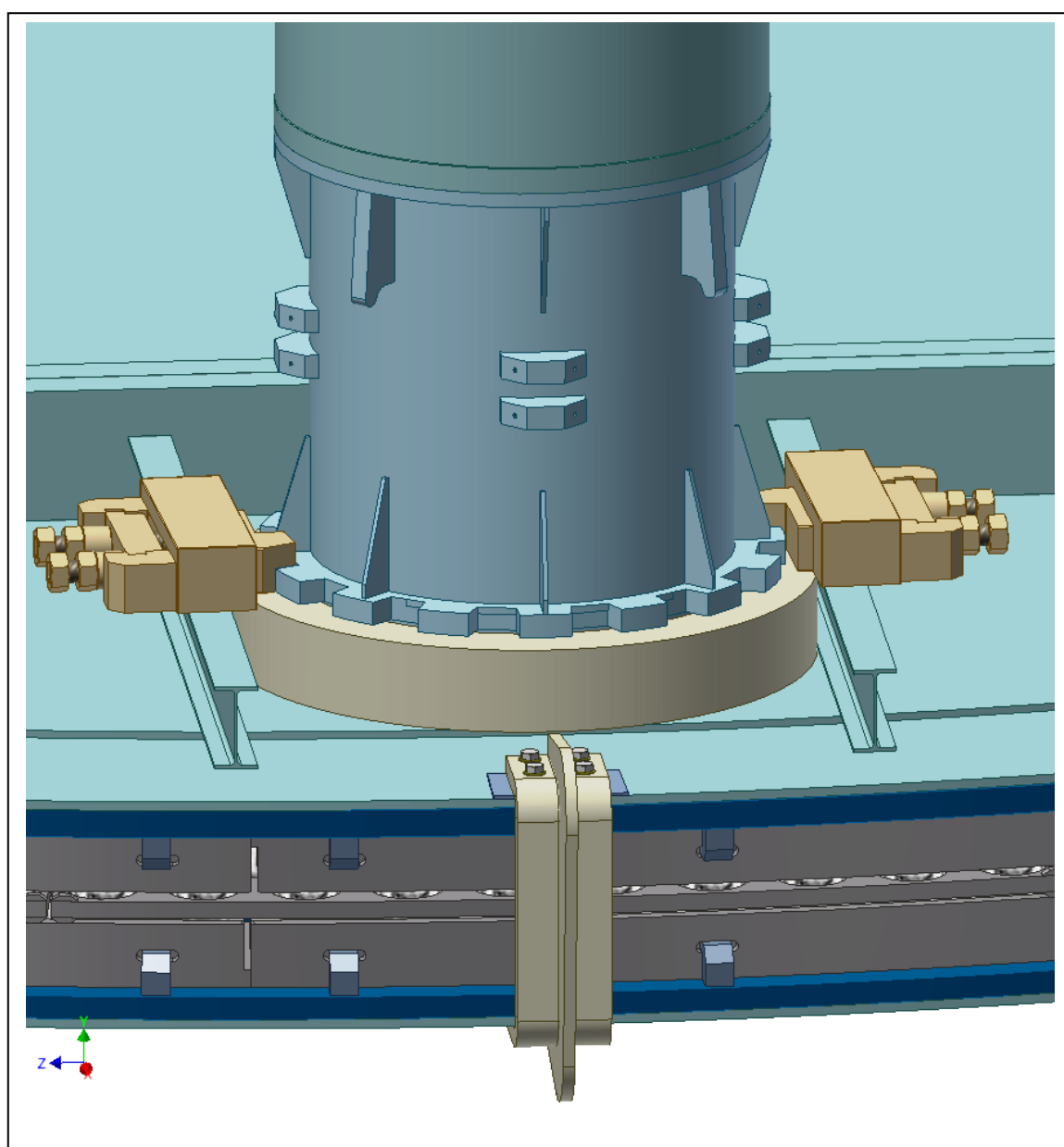
Vertikální výškové vyrovnání pohonu se provádí čtyřmi stavěcími vertikálními šrouby M48 v závěsných třmenech v plášti prvního stupně převodovky (viz obr. 45). Jejich utahováním či povolováním dosáhneme výškového srovnání záběrového pastorku vůči ozubenému věnci kulové dráhy otoče.



Obrázek 45 – 3D model – vertikální ustavení pohonu pomocí aretace vertikální polohy

3.3.8. Zajištění pohonu proti pootočení

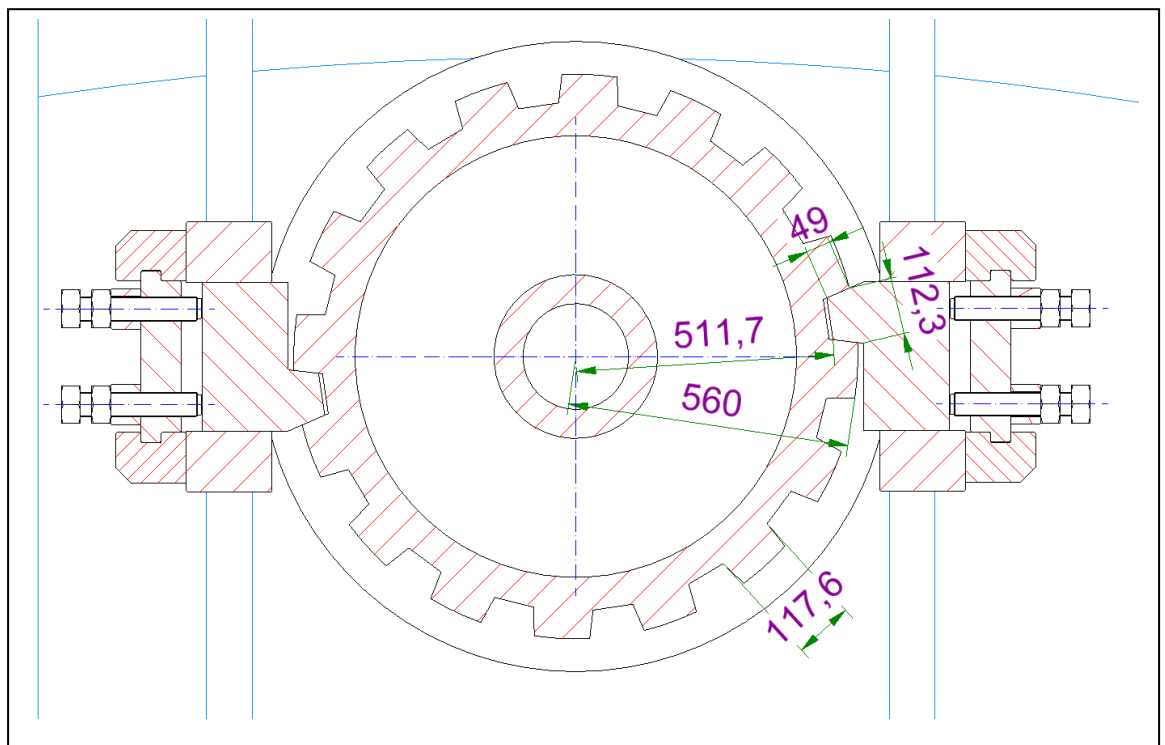
Po vyrovnání pohonu a nastavení zubové vůle se nakonec pohon zajistí proti pootočení pomocí zajišťovacího mechanismu, který se skládá ze dvou protilehlých, mechanicky ovládaných, stavitelných klínů (viz obr. 46). Klíny se ustaví tak, aby výstupky přesně zapadaly do protilehlých výřezů v plášti převodovky, a potom se jejich držáky přivaří k ocelové konstrukci horní stavby. Nakonec se utáhnou a zajistí pojistnými kontramaticemi. Všechny stavěcí šrouby a pojistné matice se musí kontrolovat a popř. dotahovat při každé periodické kontrole převodovek.



Obrázek 46 – 3D model zajištění pohonu proti pootočení

3.3.9. Základní pevnostní kontrola zajištění pohonu proti pootočení

Krouticí moment na výstupním pastorku převodovky, zabírajícím do ukotveného ozubeného věnce kulové dráhy, vyvolává reakci na obvodu pláště převodovky. Tuto reakci, projevující se pootočením převodovky kolem své osy, zachycují plochy dvou protilehlých klínů, jež jsou součástí zajišťovacích mechanismů, které zapadají do ozubeného segmentu na obvodu pláště převodovky.



Obrázek 47 – Řez zajištěním převodovky pohonu proti pootočení

Vzorce z [1]; [2]

Přenášený krouticí moment při maximálním výkonu:

$$M_K = \frac{60000 \cdot P_{max}}{2\pi \cdot n_2} \quad [\text{Nm}] \quad (30)$$

Kde:

$P_{max} [\text{kW}]$ maximální výkon převodovky

$n_2 [\text{min}^{-1}]$ výstupní otáčky převodovky

Kontrola zubů na otláčení – napětí v tlaku na kontaktních plochách zajišťovacího mechanismu ozubeného segmentu na obvodu pláště převodovky:

$$p = \frac{M_K}{R_S \cdot z \cdot a \cdot b} \leq p_{dov} \quad [\text{Pa}] \quad (31)$$

Kde:

M_K [Nm]	přenášený krouticí moment
R_S [m]	poloměr těžiště kontaktní plochy S
z [-]	počet zubů (klínů)
a, b [m]	rozměry kontaktní plochy

Kontrola zubů na střih – napětí ve smyku na průřezu klínu zajišťovacího mechanismu:

$$\tau = \frac{M_K}{R_{hz} \cdot z \cdot c \cdot d} \leq \tau_{dov} \quad [\text{Pa}] \quad (32)$$

Kde:

R_{hz} [m]	poloměr záběru u hlavy klínu (střih u paty)
c, d [m]	rozměr nosného průřezu u paty klínu

Kontrola zubů na střih – napětí ve smyku na průřezu ozubeného segmentu na plášti převodovky:

$$\tau = \frac{M_K}{R_{hzs} \cdot z \cdot c' \cdot d'} \leq \tau_{dov} \quad [\text{Pa}] \quad (33)$$

Kde:

R_{hzs} [m]	poloměr záběru u hlavy zubu segmentu (střih u paty)
c', d' [m]	rozměr nosného průřezu u paty zubu segmentu

Výpočet:

Přenášený krouticí moment při maximálním výkonu:

$$\text{ze vzorce (30)} \quad M_K = \frac{60000 \cdot P_{max}}{2\pi \cdot n_2} = \frac{60000 \cdot 132}{2\pi \cdot 3,952} = \underline{\underline{318\,954,24 \text{ Nm}}}$$

Kontrola zubů na otlačení – napětí v tlaku na kontaktních plochách zajišťovacího mechanismu a ozubeného segmentu:

$$\text{ze vzorce (31)} \quad p = \frac{M_K}{R_s \cdot z \cdot a \cdot b} = \frac{318\,954,24}{0,5362 \cdot 2 \cdot 0,049 \cdot 0,05} \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{121,40 \text{ MPa}}}$$

Kde uvažuji:

- Jako dovolený tlak uvažuji mez kluzu R_e 235MPa (hranici pružných deformací) materiálu S235J2, ze kterého je vyroben klín zajišťovacího mechanismu. Ozubený pojišťovací věnec na plášti převodovky je z materiálu jakosti S355J2. Pokud má vlivem záběrů převodovky docházet k únavě materiálu, následné plastické deformaci styčných ploch nebo vylomení zubu (klínu), tak ať je to přednostně na straně vyměnitelného klínu zajišťovacího mechanismu, než na plášti převodovky.

$$p \leq p_{dov} \rightarrow 121,40 < 235 < 355 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola zubů na stříh – napětí ve smyku na průřezu klínu zajišťovacího mechanismu:

$$\text{ze vzorce (32)} \quad \tau = \frac{M_K}{R_{hz} \cdot z \cdot c \cdot d} = \frac{318\,954,24}{0,5117 \cdot 2 \cdot 0,1135 \cdot 0,1} \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{27,46 \text{ MPa}}}$$

Kde uvažuji:

- Jako dovolené napětí uvažuji mez kluzu $0,6 \cdot R_e$ materiálu klínu S235J2 což představuje 145 MPa

$$\tau \leq \tau_{dov} \rightarrow 27,46 < 145 \text{ (18,9 \% dovoleného napětí)} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola zubů na stříh – napětí ve smyku na průřezu zubu ozubeného segmentu na plášti převodovky:

$$\text{ze vzorce (33)} \quad \tau = \frac{M_K}{R_{hzs} \cdot z \cdot c' \cdot d'} = \frac{318\,954,24}{0,56 \cdot 2 \cdot 0,1176 \cdot 0,05} \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{48,43 \text{ MPa}}}$$

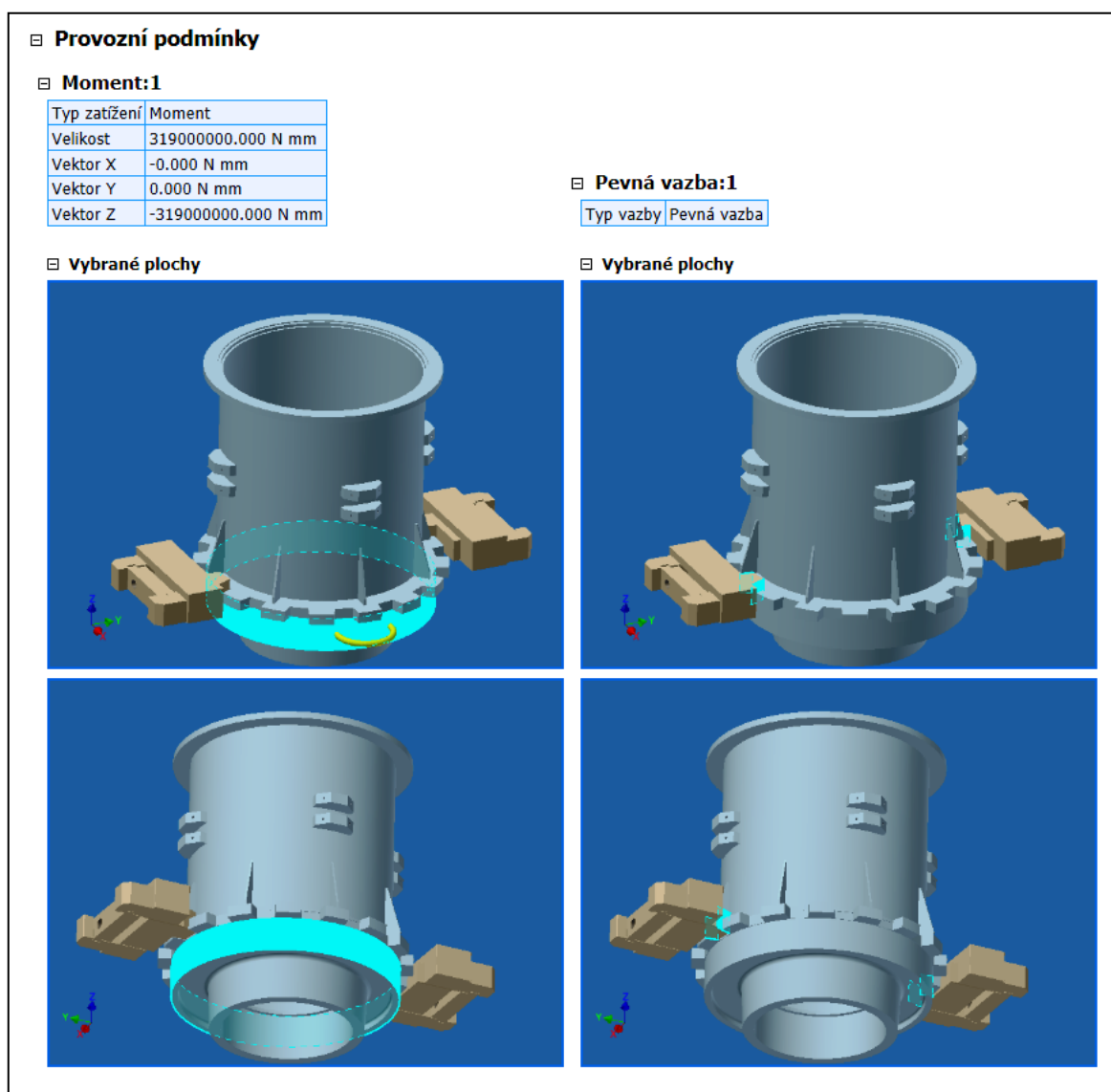
Kde uvažuji:

- Jako jako dovolené napětí uvažuji mez kluzu $0,6 \cdot R_e$ materiálu segmentu S355J2 což představuje 213 MPa

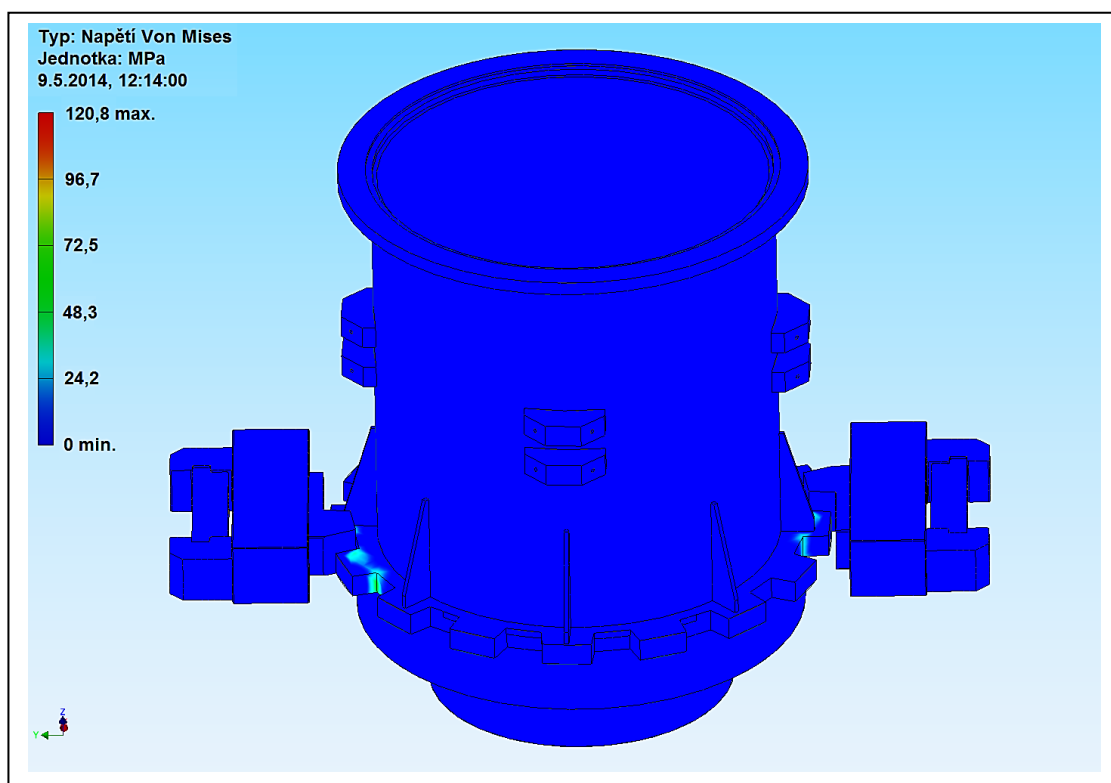
$$\tau \leq \tau_{dov} \rightarrow 48,43 < 213 \text{ (22,7 \% dovoleného napětí)} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

3.3.10. Ověření zajištění pohonu proti pootočení metodou MKP

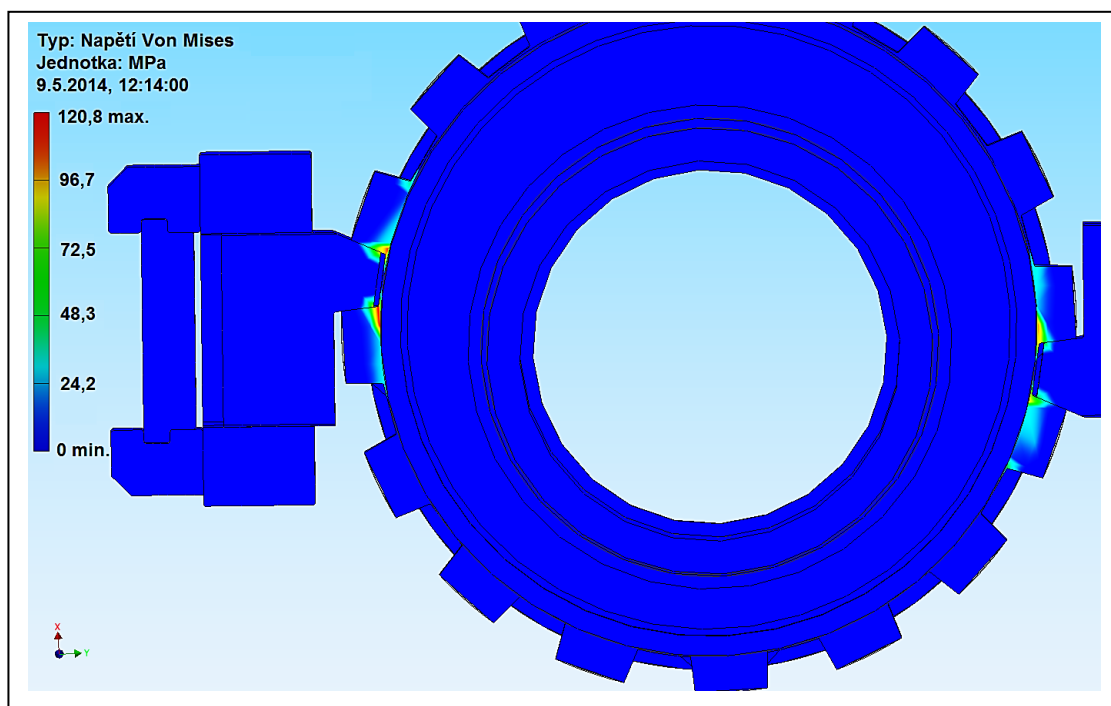
Ověření výsledku předchozího kontrolního výpočtu zajištění pohonu proti pootočení, provedu metodou MKP. Nasimuluji reálné podmínky při maximálním výkonu pohonu 132 kW – plášť 4. stupně převodovky zatížím maximálním krouticím momentem 319 000 Nm (výpočtová hodnota 318 954,24 Nm), a zajištění proti pootočení pohonu zavazbím pevnou vazbou, která simuluje přivaření zajištění, po ustavení pohonu, na ocelovou konstrukci.



Obrázek 48 – Simulace reálných provozních podmínek při kontrole metodou MKP



Obrázek 49 – Grafické znázornění výsledků kontroly metodou MKP



Obrázek 50 – Grafické znázornění výsledků kontroly metodou MKP

Závěr: Výsledek kontroly metodou MKP (napětí 120,8 MPa) prokazuje, že základní výpočet (121,4 MPa) byl správný a že zajištění je dostatečně dimenzované. Jeho životnost a potažmo provozní spolehlivost se tedy jeví jako uspokojivá.

4. Konstrukční návrh kulové dráhy [6]

4.1. Základní výpočet kulové dráhy

V základním výpočtu rozměrů kulové dráhy vycházím ze zjednodušeného vztahu pro kontaktní tlak:

Vzorce z [1]; [2]

Kontaktní tlak:

$$k_0 = \frac{F_0}{d_k^2} \quad [\text{MPa}] \quad \text{a platí že: } k_0 \leq 4\text{MPa} \quad [1] \quad (34)$$

Kde:

$d_k [mm]$ \varnothing koule
 $F_0 [kN]$ zatížení koule

Zatížení koule:

$$F_0 = q \cdot s = \frac{Q}{n} \quad [kN] \quad (35)$$

Kde:

$Q [kN]$ celková únosnost kulové dráhy
 $n [ks]$ počet koulí
 $q [kN \cdot m^{-1}]$ měrné zatížení
 $s [m]$ rozteč koulí

Celková únosnost kulové dráhy:

$$Q = m \cdot g \quad [N] \quad (36)$$

Kde:

$m [kg]$ hmotnost horní stavby
 $g [m \cdot s^{-2}]$ gravitační zrychlení

Rozteč koulí:

$$s = d_k \cdot t \quad [m] \quad (37)$$

Kde:

$t [-]$ součinitel provedení rozteče koulí (1,4 pro klece a 2,0 pro segmenty a rozdružovací koule)

Střední průměr kulové dráhy:

$$D_0 = \frac{n \cdot s}{\pi} [m] \quad (38)$$

Ověření kontaktního tlaku provedu podle vztahu:

$$p_0 = \frac{1900}{v_1 v_2} \cdot \sqrt[3]{F_0 \left(\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} [MPa] \quad (39)$$

Kde:

$F_0 [kN]$ zatížení koule
 $r_1 [cm]$ poloměr koule
 $r_2 [cm]$ poloměr žlábků
 $v_1 v_2 [-]$ pomocný součinitel (viz tab. 1)

Tabulka 2 – Hodnoty pomocného součinitele $v_1 v_2$ [1]

$v_1 v_2$	1,6	1,48	1,39	1,35
r_2 / r_1	1,03	1,05	1,07	1,09

Přičemž, podle dlouholetých zkušeností společnosti UNEX a.s. Uničov, je-li výsledný kontaktní tlak dle Hertze v rozmezí 1200 ÷ 1700 MPa, je životnost kulové dráhy považována za přijatelnou. [1]

Volím $k_0 = 3$, nejběžnější průměr koulí $\varnothing d = 150$ mm s poloměrem žlábků v segmentu $r_1 = 77$ mm. Ověřím potřebný počet koulí pro kulovou dráhu dle zadané hmotnosti horní stavby a spočítám průměr kulové dráhy.

Výpočet:Celková únosnost kulové dráhy:

ze vzorce (36) $Q = m \cdot g = 3\,000 \cdot 9,81 = 29\,430 \text{ kN} = \underline{\underline{29\,430\,000 \text{ N}}}$

Zatížení koule:

$$\text{ze vzorce (34)} \quad k_0 = \frac{F_0}{d_k^2} \Rightarrow F_0 = d_k^2 \cdot k_0 = 150^2 \cdot 3 = 67\,500 \text{ N} = \underline{\underline{67,5 \text{ kN}}}$$

Počet koulí:

$$\text{ze vzorce (35)} \quad F_0 = \frac{Q}{n} \Rightarrow n = \frac{Q}{F_0} = \frac{29\,430}{67,5} = \underline{\underline{436 \text{ ks}}}$$

Rozteč koulí:

$$\text{ze vzorce (37)} \quad s = d_k \cdot t = 0,15 \cdot 1,4 = \underline{\underline{0,21 \text{ m}}}$$

Střední průměr kulové dráhy s koulemi $\varnothing d = 150 \text{ mm}$:

$$\text{ze vzorce (38)} \quad D_0 = \frac{n \cdot s}{\pi} = \frac{436 \cdot 0,21}{\pi} = \underline{\underline{29,144 \text{ m}}}$$

Vychází značný průměr kulové dráhy, přesahující běžné rozměry kulových drah a horních staveb velkostrojů. Vzhledem k tomu navrhuji dvouřadou kulovou dráhu.

Dvouřadá kruhová kulová dráha je méně obvyklé konstrukční provedení, které nemá žádný z velkostrojů požívaných v ČR. Předností dvouřadé kulové dráhy je fakt, že toto provedení umožňuje zmenšení průměru kulové dráhy a použití menších průměrů do dvou řad koulí. Dosáhneme tím rozložení měrného tlaku horní stavby do větší plochy a více bodů. Méně příznivé však je, že čím menší koule zvolíme, tím hůře budou překonávat případné nečistoty a zatuhlý mazací tuk. Nevýhodou dvouřadé kulové dráhy je také horší přístupnost k vnitřní dráze a tedy obtížnější kontrola, údržba a výměna vnitřních koulí. Dále je třeba zvážit, jestli velký počet koulí ve dvou řadách v jedné kleci nebude vytvářet větší valivý odpor a tedy nutnost většího výkonu pohonů otoče, zejména při rozběhu.

Celkový počet 436 ks koulí rozdělím na 218 ks na vnější dráhu a 218 ks na dráhu vnitřní a jako dostatečnou mezeru mezi jednotlivými dráhami v ose koulí volím 17 mm.

Střední průměr vnitřní kulové dráhy:

$$\text{ze vzorce (38)} \quad D_{0 \text{ vnitřní}} = \frac{n \cdot s}{\pi} = \frac{218 \cdot 0,21}{\pi} = \underline{\underline{14,572 \text{ m}}}$$

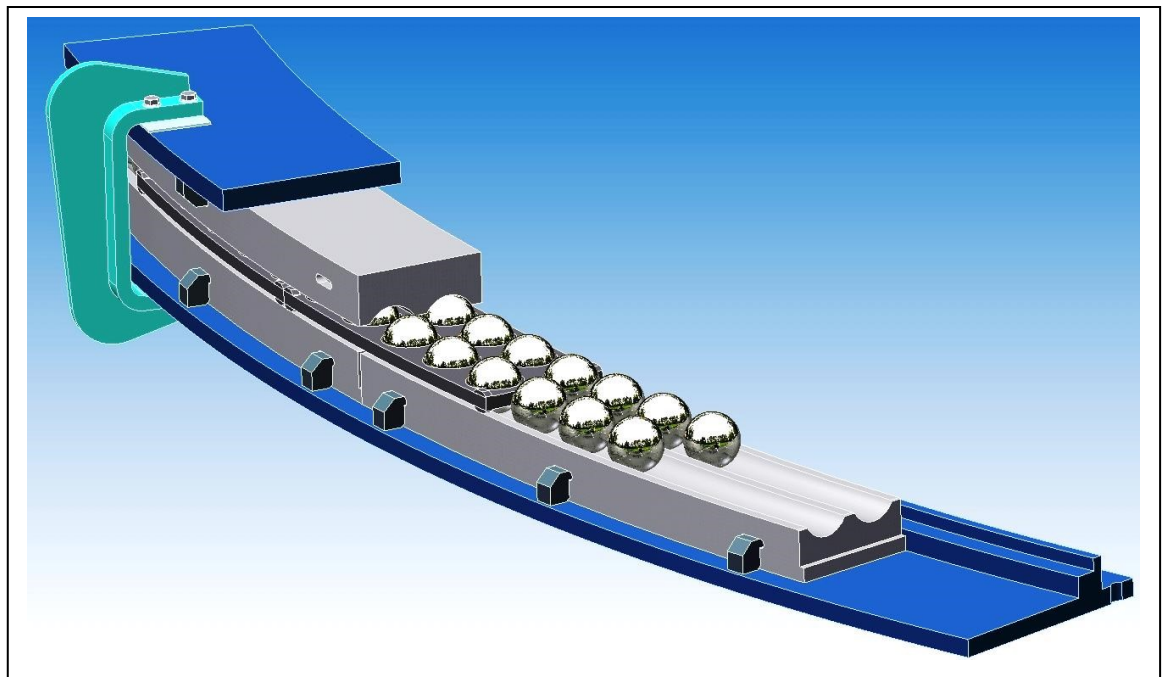
Střední průměr vnější kulové dráhy:

$$D_{0 \text{ vnější}} = D_{0 \text{ vnitřní}} + (2 \cdot 0,017) + (2 \cdot 0,15) = \underline{\underline{14,906 \text{ m}}}$$

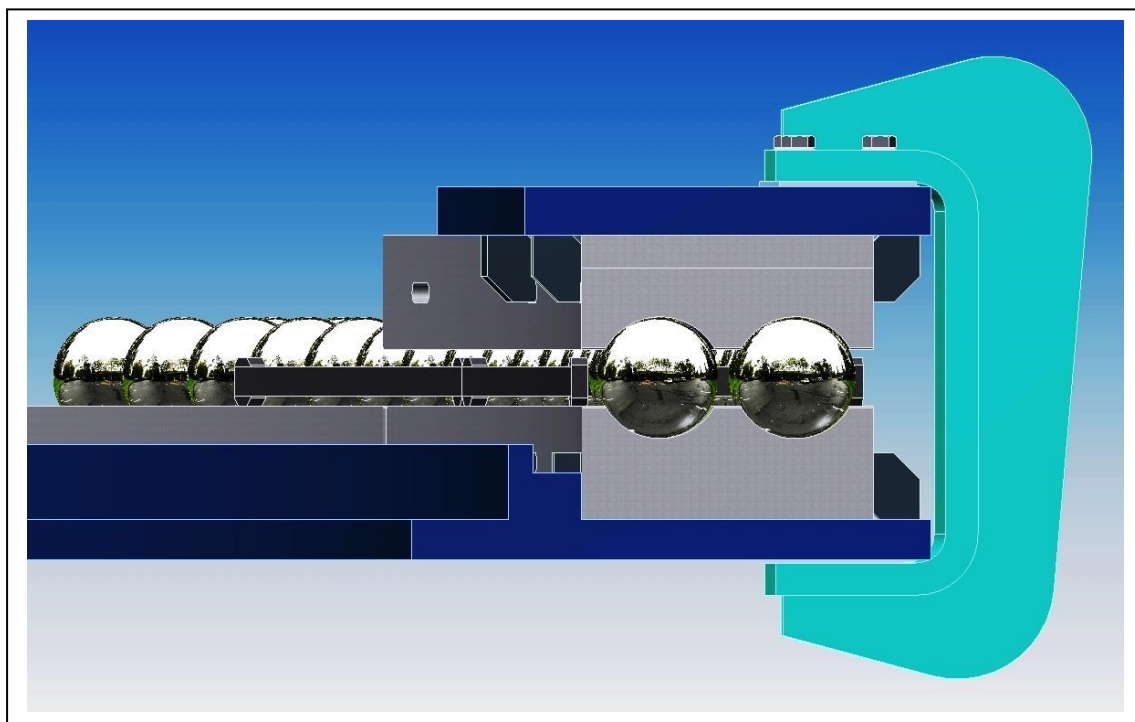
Ověření kontaktního tlaku pro koule $\varnothing d = 150 \text{ mm}$:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (39)} \quad p_0 &= \frac{1900}{v_1 v_2} \cdot \sqrt[3]{F_0 \left(\frac{2}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right)^2} = \frac{1900}{1,6} \cdot \sqrt[3]{67,5 \left(\frac{2}{7,5} - \frac{1}{7,7} \right)^2} \\ &= \underline{\underline{1\,283,7 \text{ MPa}}} \end{aligned}$$

Závěr: Výsledný kontaktní tlak dle Hertze vychází na spodní hranici rozmezí 1200 až 1700 MPa a tedy životnost dvouřadé kulové dráhy velkostroje o hmotnosti horní stavby 3 000 tun s 436 koulemi o průměru 150 mm lze považovat za přijatelnou.



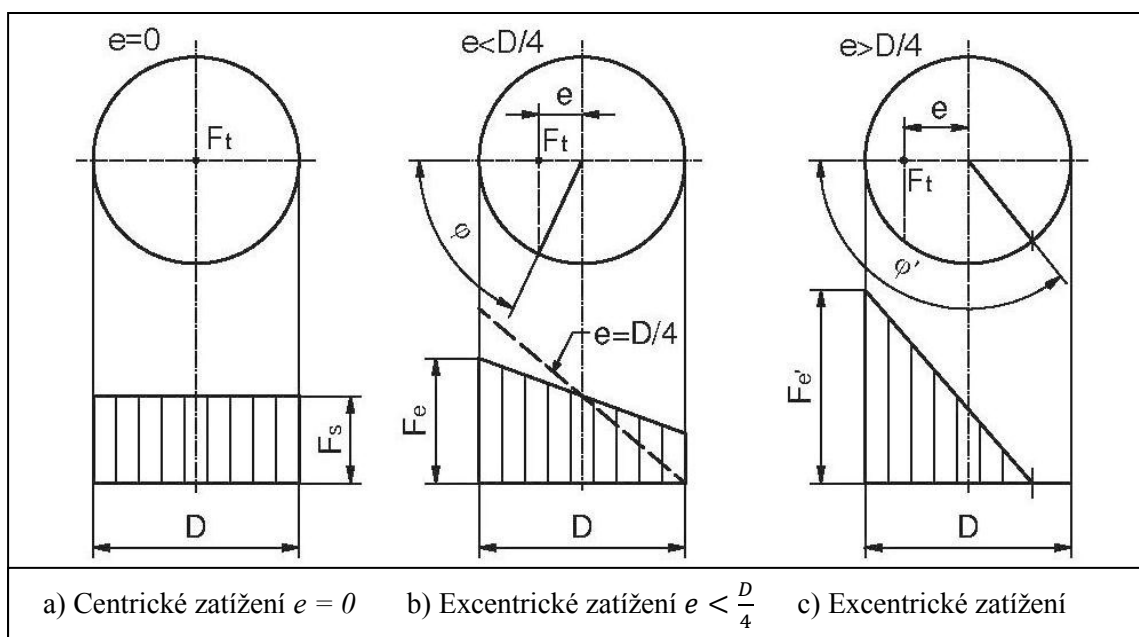
Obrázek 51 – 3D model dvouřadé kulové dráhy



Obrázek 52 – 3D model dvouřadé kulové dráhy – pohled v řezu

4.2. Maximální zatížení koulí kulové dráhy pro maximální pracovní sklon 7 %

U kulové dráhy lze podle působiště zatížení uvažovat níže uvedené zatěžovací stavy (viz obr. 53):



Obrázek 53 – Způsoby zatížení kulové dráhy [2]

Za předpokladu absolutní tuhosti horního a spodního prstence podle Bernoulli-Navierovy hypotézy platí pro: $e \leq \frac{D}{4}$ vztah pro měrné excentrické zatížení kulové dráhy:
Vzorce z [1]; [2]

$$F_e = F_s \cdot \left(1 + \frac{4e}{D_0} \cdot \cos\varphi\right) \quad [\text{kNm}^{-1}] \quad (40)$$

Kde:

F_s [kN]	<i>měrné centrické zatížení kulové dráhy</i>
e [m]	<i>excentricita = 0,52 m od středové osy horní stavby (viz obr. 47)</i>
D_0 [m]	<i>střední průměr kulové dráhy = průměr vnější kulové dráhy z předchozího výpočtu z kap. 4.1 = 14,906 m</i>
φ [°]	<i>úhel polohy tíhové síly otočné části = 86° (viz obr. 47)</i>

Měrné centrické zatížení kulové dráhy:

$$F_s = \frac{F_t}{\pi \cdot D_0} = \frac{F_t}{n \cdot s} \quad [\text{kNm}^{-1}] \quad (41)$$

Kde:

F_t [kN]	<i>tíhová síla otočné části = celková únosnost kulové dráhy Q z předchozího výpočtu z kap. 4.1 = 29 430 kN</i>
n [ks]	<i>počet koulí = z předchozího výpočtu z kap. 4.1 = 436 ks</i>
s [m]	<i>rozteč koulí = z předchozího výpočtu z kap. 4.1 = 0,21 m</i>

Pro maximální zatížení koule platí vztah:

$$F_{\max k} = \frac{2 \cdot F_t}{n} \quad [\text{kN}] \quad (42)$$

Výpočet:

Maximální zatížení koule:

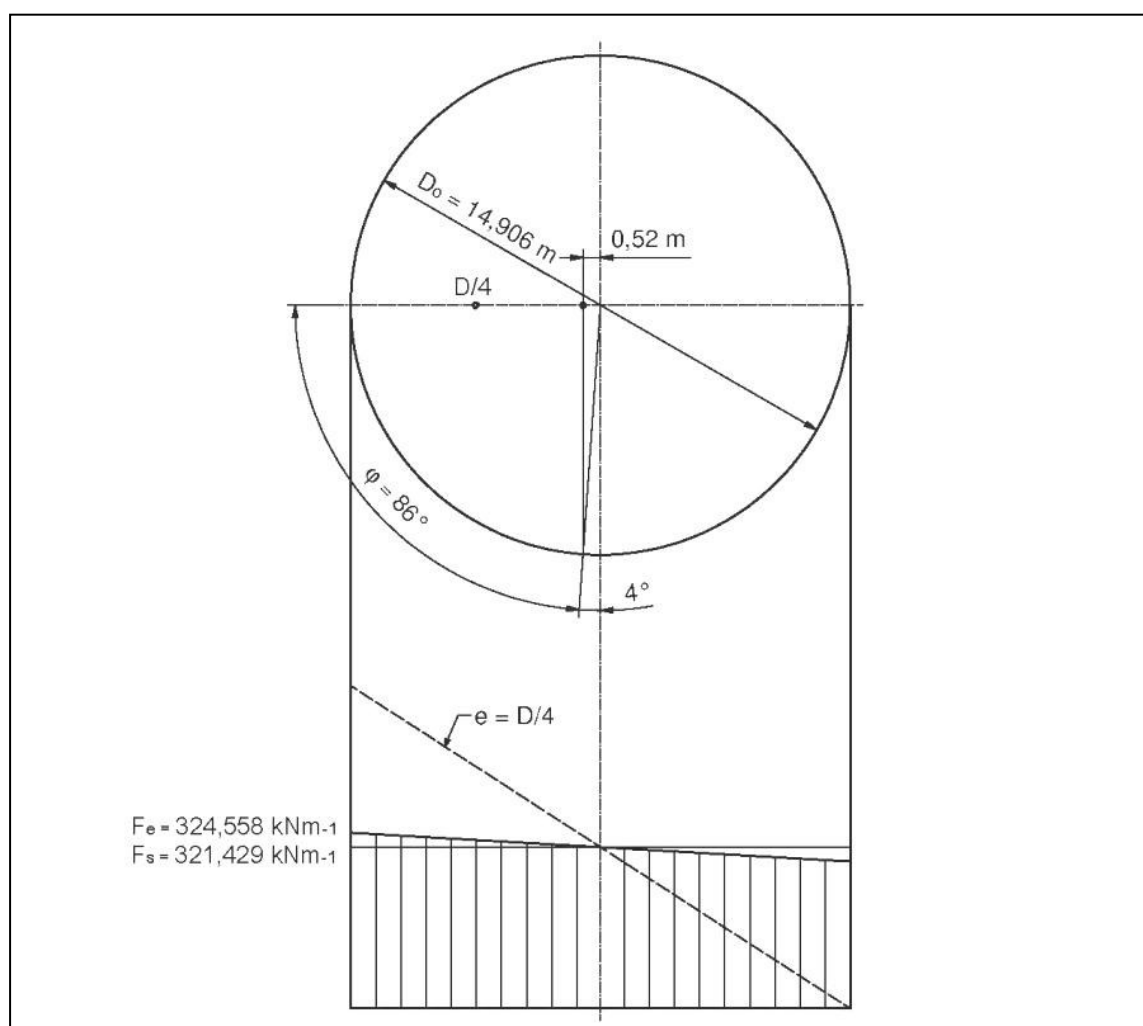
$$\text{ze vzorce (42)} \quad F_{\max k} = \frac{2 \cdot F_t}{n} = \frac{2 \cdot 29\,430}{436} = \underline{\underline{135 \text{ kN}}}$$

Měrné centrické zatížení kulové dráhy:

$$\text{ze vzorce (41)} \quad F_s = \frac{F_t}{n \cdot s} = \frac{29\,430}{436 \cdot 0,21} = \underline{\underline{321,429 \text{ kNm}^{-1}}}$$

Měrné excentrické zatížení kulové dráhy:

$$\begin{aligned} \text{ze vzorce (40)} \quad F_e &= F_s \cdot \left(1 + \frac{4e}{D_0} \cdot \cos \varphi\right) = 321,429 \cdot \left(1 + \frac{4 \cdot 0,52}{14,906} \cdot \cos 86^\circ\right) \\ &= \underline{\underline{324,558 \text{ kNm}^{-1}}} \end{aligned}$$



Obrázek 54 – Grafické znázornění výsledného zatížení řešené kulové dráhy

Závěr: Při excentricitě 0,52 m od středové osy horní stavby, způsobené maximálním pracovním sklonem stroje 7 %, vzroste měrné zatížení kulové dráhy pouze o 1%, což je přijatelné.

4.3. Konstrukční návrh segmentů kulové dráhy

Kruhovou dráhu rozdělím po 15° na 24 ks segmentů. Délka jednoho segmentu se tak pohybuje, z hlediska obrábění, na přijatelné hranici dvou metrů. Segmenty kulové dráhy navrhuji z technologických důvodů samostatné, nezávislé na ozubeném věnci, ve shodném provedení pro horní i spodní dráhu. Na koncích segmentů, v místě vedení klece, volím sražení hran 2×6 mm, které má zabránit zachytávání klece za ostré hrany. Také klec má na krajích vodících hran podobné sražení. Poloměr kruhového žlábků pro kouli volím 77 mm. Otoč je středěná pouze na kulové dráze bez centrálního čepu a jako dostatečnou hloubku žlábků pro vedení koulí volím 40 mm. Po obvodu kulové dráhy vytvořím osazením z čela segmentu konstantní mezery mezi segmenty o šířce 15 mm. Při otáčení kulové dráhy umožní tyto mezery na okamžik odlehčení příslušné koule z vertikálního tlaku a tlaku klece. Střídavé okamžité, krátkodobé odlehčení pomůže srovnat koule v dráze a omezí zvedání a vybočování klece.

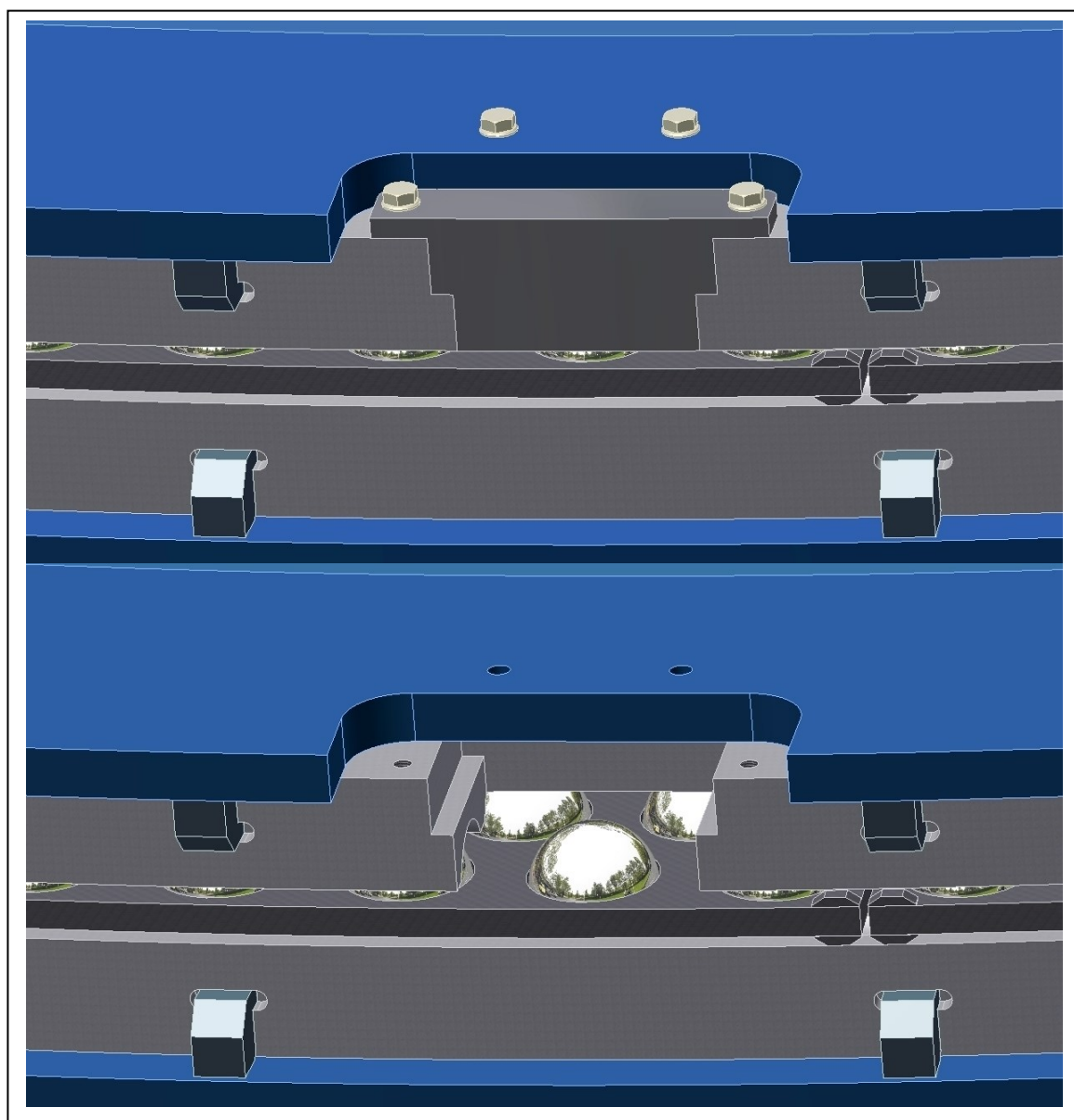


Obrázek 55 – 3D model segmentu kulové dráhy

K připevnění segmentů kulové dráhy k horní a spodní stavbě navrhuji co nejjednodušší způsob – systém přivařených závěsů a příložek. Jednotlivé segmenty budou ve směru horizontálním i ve vertikálním v loži dostatečně fixovány osazením na vnitřní straně segmentu a dále příložkami a závěsy.

Jako polotovar pro výrobu segmentů volím ocelové výkovky z dostupného materiálu o jakosti 15 260 dle ČSN 41 5260 dodané ve stavu žíhané na měkko a po vyhrubování předepisují zušlechtění na smluvní hodnoty R_m v rozmezí 880 – 980 MPa. Tvrdost drážek pro koule (podle ČSN 41 5260 pouze informativní hodnota) by se tak měla pohybovat v rozmezí 260 – 300 HB.

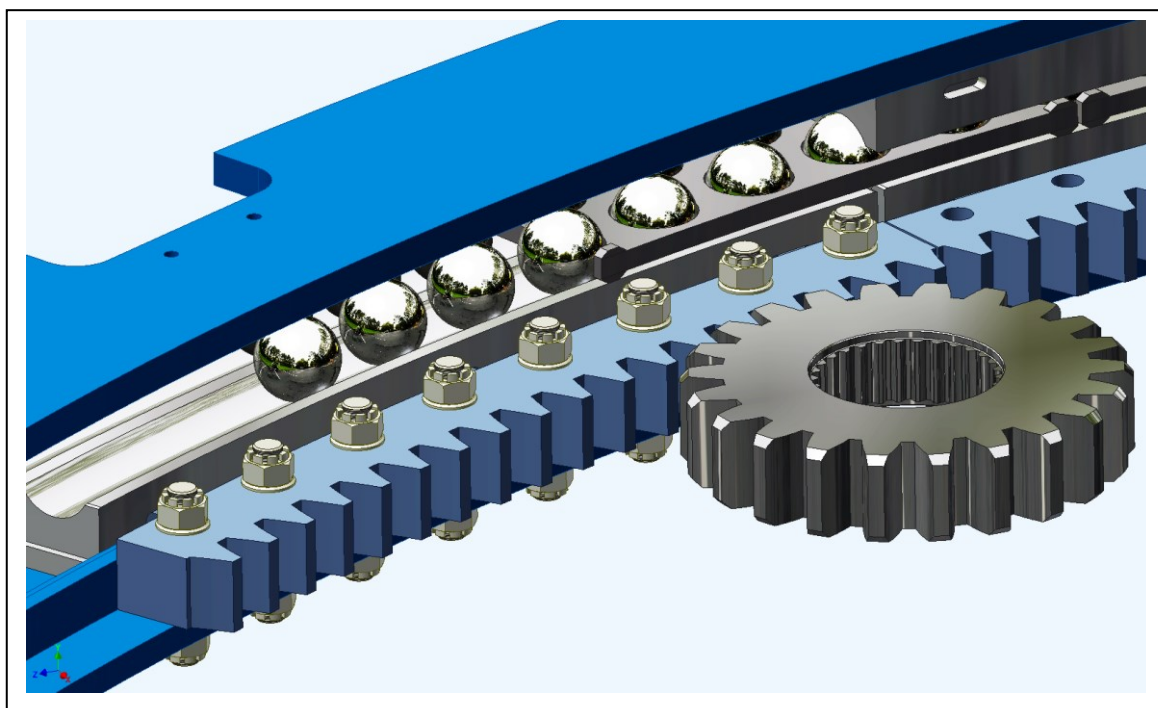
V jednom z horních segmentů navrhují inspekční otvor, kterým lze provádět kontrolu koulí v obou drahách a výměnu koulí vnější dráhy. Koule ve vnitřní dráze však bude možné vyměnit pouze po zvednutí horní stavby. Vyjímatelnou vložku koncipuji jako výsuvnou, vedenou v osazení, zajištěnou vysokopevnostními šrouby.



Obrázek 56 – 3D model – pohled na inspekční otvor v kulové dráze

5. Konstrukční návrh segmentu ozubeného věnce

Ozubený věnec, do kterého zabírají výstupní pastorky (hnací ozubená kola) otočových převodovek, rozdělím, stejně jako valivou dráhu, po obvodu po 15° na 24 ks segmentů. Segmenty ozubeného věnce volím z technologických důvodů samostatné, nezávislé na segmentech kulové dráhy. V loži jsou segmenty opřené o osazení a přišroubované 192 ks vysokopevnostními šrouby M52x3 (viz obr. 57).



Obrázek 57 – 3D model – detail soukolí hnací ozubené kolo / ozubený věnec

Ozubený věnec bude mít celkem 432 zubů modul 32 na roztečné kružnici $\varnothing 13\,824$ mm. Na každém segmentu bude 18 zubů a bude začínat polovinou mezery zubu. Spoluzabírající pastorek bude mít 22 zubů na roztečné kružnici $\varnothing 704$ mm. Převodový poměr soukolí hnací ozubené kolo / ozubený věnec bude $i = 19,636$. Jako polotovary pro výrobu soukolí volím ocelové výkovky z dostupného materiálu o jakosti 15 260.3/9 dle ČSN 41 5260 dodané ve stavu žíhané na měkko a po vyhrubování předepisují zušlechťení na smluvní hodnoty R_m v rozmezí 880 – 980 MPa. Ostatní technické údaje jsou uvedeny ve výkresech č. DP-MIC0105-02-00D a DP-MIC0105-05-01C, které tvoří přílohu této práce.

6. Závěr

Úkolem mé diplomové práce bylo provést základní rozvahu a výpočet a z toho vyplývající konstrukční návrh otoče horní stavby velkostroje. Ve své práci jsem vycházel ze zadání, odborné literatury, svých zkušeností, své bakalářské práce a dále ze základní rozvahy a predikce souvisejících pracovních a provozních zatížení a lokálních geologických a klimatických vlivů v místě předpokládaného nasazení velkostroje.

Provedený konstrukční návrh otoče je v teoretické rovině, neboť byl uvažován jenom hypotetický dobývací velkostroj s minimem nejzákladnějších zvolených parametrů, bez další upřesňující technické specifikace. V dalších krocích by bylo třeba vyřešit princip centrálního mazání otoče, mazací médium a systém zakrytování kulové dráhy. Dále dimenzování a systém brzd otoče a dalších bezpečnostních prvků přesahující obsahové možnosti této práce.

V případě konkrétního konstrukčního řešení, by bylo nutné zohlednit ještě řadu dalších souvisejících konkrétních specifik a parametrů stroje. Ke každému konstrukčnímu uzlu systematicky vypracovat analýzu rizik ve smyslu ČSN EN ISO 12100 [10]. V analýze predikovat jaká předvídatelná potenciální bezpečnostní a environmentální rizika zvolená řešení přinášejí, jaké poruchové stavy by mohla generovat, a nakolik by to mohlo ovlivnit ostatní konstrukční uzly a celkovou bezpečnost a stabilitu stroje. V reakci na to pak navrhnout vhodná projektová opatření k jejich eliminaci tak, aby výsledné konstrukční řešení obsahovalo naprosté minimum zbytkových rizik, které je pak nezbytné, jako výstraha pro provozovatele stroje, přenést do Návodu k použití a potažmo do Pokynů pro obsluhu a údržbu.

Tato práce logicky a přehledně shrnuje dostupné informace a poznatky o otočových zařízeních dobývacích velkostrojů aktuálně nasazených v revíru. Vlastní konstrukční návrh respektuje základní zásady dimenzování otoče a zohledňuje předpokládané geologické podmínky těžby a další související vlivy provozu. Výsledky základních výpočtů pak prokazují, že výsledné konstrukční řešení otoče splňuje daná základní kritéria, a že jeho výroba, montáž, demontáž a údržba by byla technologicky jednoduchá a ekonomicky přijatelná tak, aby splnilo očekávanou vysokou bezpečnost, provozní spolehlivost a dostatečně dlouhou životnost.

Tato práce určitě nalezne uplatnění v praxi, neboť přehledně, srozumitelně a logicky shrnuje dostupné informace o otočových zařízeních a především kulových dráhách a do určité míry může posloužit jako vodítko při realizaci dalšího konstrukčního návrhu.

7. Poděkování

Závěrem bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce prof. Ing. Horstu Gondekovi, Dr.Sc., za neocenitelnou pomoc při orientaci v dané problematice a kolegiální přístup.

Dále bych rád vyjádřil poděkování Odboru péče o majetek Dolů Bílina, společnosti Severočeské doly a.s. za poskytnutí fotografií, technických a provozních údajů, a také společnosti PRODECO, a.s. za laskavý souhlas s použitím detailů z výkresové dokumentace, která je jejich průmyslovým know-how a duševním vlastnictvím a v neposlední řadě p. Jiřímu Jirouškovi za poskytnutí leteckých fotografií velkostrojů.

8. Seznam citované literatury

- [1] – HOJDAR J., HELEBRANT F., GONDEK H. *Povrchové dobývací stroje I.* první vydání. VŠB Ostrava, 1991. 305 s. (str. 158 až 183) ISBN 80-7078-125-4
- [2] – GONDEK H., ŠEVČÍK A. *Těžební a zpracovatelské stroje II.* Dotisk 1. vydání. VŠB – TU Ostrava, 2010. 104 s. (str. 77 až 82). ISBN 978-80-248-1273-1
- [3] – KOPÁČEK J. *Pohony a převody.* 2. vydání. VŠB – TU Ostrava, 2012. 221 s. (str. 121 až 133). ISBN 978-80-248-2780-3
- [4] – VNUK V., KOZEL L., ŠNAPKA O. *Mechanické součásti a systémy.* 3. vydání. VŠB Ostrava, 1987. 225 s. (str. 212 až 221).
- [5] – ŽDÁRSKÝ, Jan. Interakce hornina – dobývací stroj. *Sborník referátů ze semináře zaměřeného na problémy provozu, údržby a oprav strojního zařízení, používaného při povrchovém dobývání ve Sloupu v Čechách* [CD-ROM]. Most: Výzkumný ústav pro hnědé uhlí a. s. Most, 2005.
- [6] – MICHÁLEK L. *Konstrukční návrh kulové dráhy velkostroje.* Ostrava: VŠB – TU Ostrava. Fakulta strojní, 2012. 57 s. Vedoucí bakalářské práce Prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.
- [7] – ČSN 27 7013 (277013), *Stroje pro povrchovou těžbu. KOLESOVÁ RÝPADLA A NAKLÁDAČE. Termíny a definice.* Praha: Český normalizační institut, 1992. 19 s.
- [8] – ČSN 27 7015 (277015), *Stroje pro povrchové dobývání – Technické požadavky.* Praha: Český normalizační institut, 2007. 32 s.
- [9] – ČSN 27 7008 (277008), *Navrhování ocelových konstrukcí rypadel, nakladačů a zakladačů.* Praha: Český normalizační institut, 2007. 84 s.
- [10] – ČSN EN ISO 12100 (83 3001), *Bezpečnost strojních zařízení – Všeobecné zásady pro konstrukci – Posouzení rizika a snižování rizika.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. 106 s.
- [11] – VÍTKOVICE k.p., Ostrava, 1989. Detail z výkresu č.: 1/VS 1636-P.
- [12] – VÍTKOVICE o.p., Ostrava, 1973. Detail z výkresu č.: 5-45-47-3685-0180.
- [13] – JIROUŠEK, Jiří. *Nebeské* [online]. Č. souboru JJ_IGP5467.jpg [2014-4-10]. <<http://www.nebeske.cz>>.
- [14] – JIROUŠEK, Jiří. *Nebeské* [online]. Č. souboru JJ_IGP5483.jpg [2014-4-10]. <<http://www.nebeske.cz>>.
- [15] – VÍTKOVICE GEARWORKS a.s. *Převodovka pohonu otoče pro rypadlo KK1300* [online]. [2014-5-6]. <<http://www.vitkovcemkv.cz/48/cs/node/2342>>.

9. Seznam obrázků

	strana
Obrázek 1 – Těžba v bloku otáčením horní stavby kolesového rypadla KU 800.7 na dole Jiří, Sokolovská uhelná a.s. [13]	13
Obrázek 2 – Zakladač ZP 6600.1 při kráčení na dole ČSA, Severní energetická a.s. [14]	14
Obrázek 3 – Otoč zakladače ZP 6800.1 s centrálním čepem [11].....	14
Obrázek 4 – 3D model otočného zařízení s kruhovou kolejnicí a otočovými pojezdovými vahadly	16
Obrázek 5 – 3D model kladkového vñence	17
Obrázek 6 – 3D model dvouřadého kuličkového ložiska otoče s kosoúhlým stykem	18
Obrázek 7 – 3D model jednořadého válečkového ložiska se zkříženými válečky	19
Obrázek 8 – 3D model kombinovaného válečko/kuličkového, radiálně-axiálního ložiska	19
Obrázek 9 – 3D model trojřadého válečkového ložiska, radiálně-axiálního	20
Obrázek 10 – Kulová dráha rypadla KU 800.17 / K-105 na DB.....	21
Obrázek 11 – Kulová dráha rypadla KK 1300 / K-111 na DB.....	21
Obrázek 12 – Výměna poškozené koule Ø 150 mm rypadla SchRs 1320 na DNT	23
Obrázek 13 – Nové klece kulové dráhy pro zakladač ZP 10000 na DB	24
Obrázek 14 – Nová klec kulové dráhy pro rypadlo SchRs 1550 na DNT.....	24
Obrázek 15 – Zachycovací hák kulové dráhy rypadla K10 000 / K-74 [12].....	25
Obrázek 16 – Zachycovací hák kulové dráhy rypadla KU 800.19 / K-98.....	25
Obrázek 17 – Poškozené, kolidující klece na rypadle SchRs 1320 na DNT	27
Obrázek 18 – Pittingem poškozené koule Ø 150 mm z rypadla KU 300 a SchRs 1320.....	27
Obrázek 19 – Planetová převodovka OK001384, otoče horní stavby rypadla K 2000	28
Obrázek 20 – Demontovaná planetová převodovka OK 000978, otoče horní stavby rypadla KU 800	29
Obrázek 21 – Planetové převodovky M 10173, otoče horní stavby rypadla KK 1300 [15]	29
Obrázek 22 – Šneková převodovka otoče.....	30
Obrázek 23 – Detail vstupního šnekového soukolí CAVEX v dělicí rovině a v nahlížecím okně šnekové převodovky	30
Obrázek 24 – kotoučové brzdy Svendborg na pohonech otoče rypadla KU 800.19 / K-98.....	31
Obrázek 25 – Rypadlo K 10 000 / K-74 na DB.....	32
Obrázek 26 – Rypadlo KK1300 / K-111 na montážním místě Jana Duchcov, DB.....	33
Obrázek 27 – Rypadlo K 2000 / K-101 na montážním místě Jana Duchcov, DB.....	34
Obrázek 28 – Rypadlo SchRs 1320 / K-110 na DNT	35
Obrázek 29 – Rypadlo SchRs 1550 / K-109 na DNT.....	36
Obrázek 30 – Rypadlo KU 800.18 / K-99 na DB.....	37
Obrázek 31 – Rypadlo K 800N1 / K-103 na DNT	38
Obrázek 32 – Rypadlo KU 300.40 / K-102 na DB.....	39
Obrázek 33 – Rypadlo K 650.3 / K-108 na DB.....	40
Obrázek 34 – Rypadlo RK 5000.10 na dole ČSA, Severní energetická a.s.	41
Obrázek 35 – Rozměry odebírané třísky	46
Obrázek 36 – Vznik srpovité ztráty třísky a znázornění nedojíždění třísek	47
Obrázek 37 – 3D model čtyřstupňové planetové převodovky otoče OK 000978	57

Obrázek 38 – Schéma sil působících na soukolí hnací ozubené kolo / ozubený věnec	61
Obrázek 39 – Působíště sil na výstupním hřídeli	62
Obrázek 40 – Grafický rozklad sil na výstupním hřídeli	63
Obrázek 41 – 3D model uložení pohonů v otočné horní stavbě	67
Obrázek 42 – 3D model – pohled na pastorky zabírající do ozubeného věnce otoče	67
Obrázek 43 – 3D model – pohled na zapuštěné pohony v horní stavbě	68
Obrázek 44 – 3D model – pohled na osovou aretaci stavěcími horizontálními šrouby	69
Obrázek 45 – 3D model – vertikální ustavení pohonu pomocí aretace vertikální polohy	70
Obrázek 46 – 3D model zajištění pohonu proti pootočení	71
Obrázek 47 – Řez zajištěním převodovky pohonu proti pootočení	72
Obrázek 48 – Simulace reálných provozních podmínek při kontrole metodou MKP	75
Obrázek 49 – Grafické znázornění výsledků kontroly metodou MKP	76
Obrázek 50 – Grafické znázornění výsledků kontroly metodou MKP	76
Obrázek 51 – 3D model dvouřadé kulové dráhy	80
Obrázek 52 – 3D model dvouřadé kulové dráhy – pohled v řezu	81
Obrázek 53 – Způsoby zatížení kulové dráhy [2]	81
Obrázek 54 – Grafické znázornění výsledného zatížení řešené kulové dráhy	83
Obrázek 55 – 3D model segmentu kulové dráhy	84
Obrázek 56 – 3D model – pohled na inspekční otvor v kulové dráze	85
Obrázek 57 – 3D model – detail soukolí hnací ozubené kolo / ozubený věnec	86

10. Seznam tabulek

	strana
Tabulka 1 – Hodnoty součinitele boční rozpojovací síly pro nehomogenní horniny [1]	50
Tabulka 2 – Hodnoty pomocného součinitele v_1 v_2 [1]	78

11. Seznam příloh

A. výkres č. DP-MIC0105-00-00A	POHON OTOČE
B. výkres č. DP-MIC0105-01-00B	KULOVÁ DRÁHA
C. výkres č. DP-MIC0105-02-00D	HNACÍ OZUBENÉ KOLO
D. výkres č. DP-MIC0105-05-01C	SEGMENT OZUBENÉHO VĚNCE
E. Zvláštní příloha – vložený CD nosič	Úplná diplomová práce včetně příloh A, B a C a vypracovaného posteru BP